ANASTASE PRUIU
ION DRAGOMIR
DUMITRU CATANĂ
GHEORGHE UZUNOV
ELENA DINU
TEODOR POPA

MANUALUL **OFIȚERULUI** MECANIC **MARITIM**

Vol .II

Coordonatori:
Anastase Pruiu, Gheorghe Uzunov



EDITURA **TEHNICĂ**
București, 1998

Adresa: S.C. EDITURA TEHNICĂ S.A.
Piaţa Presei Libere, 1
33 Bucureşti, România
Cod 71341

Redactor: ing. Maria Antoinette Ionescu
Tehnoredactor: Diana Jilavu
Editare computerizată: Voichita Pruiu
Laura Alexe
Coperta: Simona Dumitrescu

Bun de tipar: 1998 Coli tipo: 11,5
C.Z.U.: 629.12
ISBN: 973-31-1057-4
ISBN: 973-31-1266-6
Tiparul executat la tipografia „Goliat" Constanta

PREFAȚĂ

Cartea este rezultatul experienței **didactice, științifice** *și activității practice la bordul navelor a autorilor care* **activează** *în Academia Navală* **"Mircea** *cel* **Bătrân",** *Centrul de Perfecționare a Personalului din Marina Civilă* **Constanța,** *Inspectoratul Navigației Civile, Institutul de Marină Civilă.*

Concepția și ordonarea materialului prezentei lucrări se bazează, cu precădere, pe aspectele principale **și** *generale ale posibilității de exploatare în condiții de siguranță a mașinilor, mecanismelor, sistemelor și instalațiilor navale.*

Activitatea de exploatare a motoarelor, mașinilor și instalațiilor navale impune ofițerilor mecanici o pregătire teoretică și practică **multidisciplinară,** *cunoștințe teoretice de bază privind principiile de funcționare ale mașinilor și instalațiilor, metode de măsurare a mărimilor fizice, analiza datelor și interpretarea rapidă a rezultatelor.*

Documentația de exploatare a mașinilor cuprinde reguli, instrucțiuni **și** *date tehnice specifice, iar pentru interpretarea lor rapidă și* **corectă** *este necesară o informare tehnică continuă.*

Activitatea de exploatare a **motoarelor,** *mașinilor, agregatelor și instalațiilor de la bordul navelor este puternic influențată de următorii factori:*

Complexitatea- datorată *numărului mare de tipuri de motoare, mașini, agregate, dispozitive și instalații montate în compartimentul mașini sau pe puntea principală, cu parametri funcționali ridicați și* **dimensiuni** *geometrice mari, a căror funcționare are la bază diverse principii* **termotehnice,** *mecanice, hidraulice etc.*

Factorul economic- *impus de armatori privind economia de combustibil, de apă, de* **lubrifianți,** *precum și de reducerea cheltuielilor legate de plata echipajelor și a* **condițiilor** *de muncă la bordul navelor. La unele nave, armatorii au redus numărul de membri ai echipajului pană la limita de siguranță,* **impunând** *sarcini sporite.*

Condițiile **hidrometeorologice-** *existente în natură* **în** *diversele puncte cardinale în care se află nava.*

Factorul **uman- legat** *de pregătirea profesională a echipajului* **și** *de durata* **voiajelor** *între una si* **unsprezece** *luni de navigație.*

S-a dovedit că pentru această activitate desfășurată la bordul navei m condiții de ruliu, tangaj, zgomote, vibrații, gaze si temperaturi ridicate este necesara o pregătire multidisciplinară complexă, o condiție fizică bună și un moral ridicat.

Această carte este adresată, în principal, ofițerilor mecanici care își petrec o bună parte din viată la bordul navelor, prin a căror pricepere tehnică și stăpânire de sine supraveghează instalațiile, fac reparații complexe, mențin navele în condiții de vitalitate, asigurând prin aceasta transporturi importante de mărfuri fi de pasageri între diverse porturi ale lumii.

Pentru a stăpâni această tehnică deosebit de complexă, ofițerilor mecanici li se impun condiții de pregătire superioare, marcate de examenele de brevet la un număr mare de discipline fundamentale și de specialitate.

Manualul cuprinde două volume. în primul volum sunt cuprinse următoarele capitole: matematică, temcdinamică tehnică, rezistența materialelor, desen tehnic, organe de mașini, motoare navale, căldări de abur saturat și supraîncălzit, mașini cu abur cu piston, caracteristicile de exploatare ale apei tehnice, combustibililor navali și lubrifianțilorutilizați la mașinile si agregatele navale. în finalul primului volum sunt prezentate cele mai importante acorduri internaționale si regionale privind introducerea I.S.M.(InternationalSystem Management) si P.C.S. (Port Control State) pentru construcția, exploatarea și inspecția instalațiilor navale precum și pentru pregătirea profesională si conduita sociala a echipajului.

Volumul H cuprinde următoarele capitole: turbine cu abur, turbine cu gaze, pompe, conducte, armături, compresoare de aer, instalația de aer comprimat, instalații frigorifice, instalația de ambarcare si transfer combustibil, separatoare de combustibil si de ulei, instalații de stins incendiu, instalații de spălare tancuri de marfă de la tancurile petroliere, instalația de gaz inert. Capitolul 12, din volumul U prezintă codul tehnic privind emanația de noxe de la motoarele navale, ce urmează a fi implementat începând cu anul 1999 și introdus în forță începând cu anul 2000.

Cartea se adresează ofițerilor mecanici maritimi, ofițerilor mecanici fluviali, ofițerilor maritimi de punte, inginerilor mecanici din șantierele navale, specialiștilor de la companiile de navigație, studenților din învățământul superior de marină.

Mulțumim doamnei Vochița Pruiu si doamnei Laura Alexe, pentru tehnoredactarea computerizată a cărții.

Constanța, noiembrie 1998 *Anastase Pruiu*

CUPRINS

ABREVIERI

IMO - International Maritime Organization
MSC - Maritime Safety Committee
MEPC - Maritime Environmental Protection Committee
EPA - Environmental Protection Agency
IAPPC - International Air Pollution Prevention Certificate
EIAPPC - Engine International Air Pollution Prevention Certificate
CFV - Critical Flow Venturi
CLD - Chemiluminescent Detector
ECS - Electrochimical Sensor
FID - Flame Ionization Detector
FTIR - Fourier Transform Infrared Analyser
HCLD - Heated Chemiluminescent Detector
HFID - Heated Flame lonization Detector
NDIR - Non-dispersive Infrared Analyser
PDP - Positive Displacement Pump
PMD - Paramagnetic Detector
UVD - Ultraviolet Detector
ZRDO - Zirconiumdioxide Sensor

1

TURBINE CU ABUR

Turbina cu abur este maşina energetică de forţă în care are loc transformarea energiei potenţiale a aburului în energie cinetică şi a acesteia în energie mecanică, servind la. rotirea arborelui turbinei. Prin cuplarea arborelui turbinei cu un generator electric se realizează transformarea energiei mecanice în energie electrică, transportată şi apoi transformată în diferite forme de energie, dictate de scopul utilizării lor. în domeniul naval turbinele cu abur se folosesc pentru antrenarea generatoarelor electrice, acţionarea pompelor de marfa şi a pompelor de balast pe navele tancuri petroliere, iar pe unele nave sunt folosite pentru propulsie.

1.1. Principiul de funcţionare

Transformarea energiei potenţiale, termice, a aburului în energie cinetică, se produce prin destinderea aburului în *ajutaje directoare* sau *palete directoare*, prin scăderea presiunii şi creşterea vitezei aburului, astfel concepute încât să realizeze destinderea, respectiv viteza necesară aburului, precum şi direcţia de ieşire dorită a acestuia. Având o direcţie de ieşire dirijată de către aparatul director, jetul de abur pătrunde în rotor, constituit din *palete mobile* situate la periferia unui disc mobil sau a unui tambur, în care direcţia îi este deviată, prin aceasta aburul cedând rotorului, sub forma de lucru mecanic, o parte din energia sa cinetică. Aceste două organe, coroana de ajutaje directoare şi cea de palete mobile, formează o treaptă sau un etaj de turbină.

Deoarece o turbină constituită dintr-o singură treaptă nu utilizează economic energia potenţială a aburului, jetul de abur trebuie să parcurgă succesiv mai multe asemenea trepte, realizându-se *turbina cu mai multe trepte*.

Turbina cu abur poate fi cu acţiune pură, dacă energia termică a aburului este transformată în întregime în energie cinetici în ajutajele fixe aburului şi în coroanele de palete mobile.

în spaţiile dintre paletele mobile ale turbinei (fie că se continuă destinderea sau nu), aburul este forţat întotdeauna, prin forma curbată a paletelor, să-şi modifice direcţia vitezei, exercitând asupra paletelor o împingere, a cărei componentă periferică produce rotirea arborelui turbinei.

În studiul şi calculul turbinelor cu abur intervin următoarele viteze:
viteza absolută a jetului de abur (c); viteza periferică a coroanelor de palete mobile (u); viteza relativă a jetului de abur faţă de paletele mobile(w).

Forţa dezvoltata de. jetul de abur asupra paletelor mobile, se obţine din ecuaţia impulsului:

$$F = \dot{m}(c_1 - c_2) \qquad [N] \qquad (1.1)$$

în care:

F – **forța** jetului de abur, $\dot{m}$ - debitul masic de abur care părăsește ajutajul: c_1, c_2 - **vitezele** teoretice absolute ale jetului de abur la **intrarea**, respectiv la ieșirea **din** paletele mobile, în **m/s.**

Din această expresie rezultă forța dezvoltată de către debitul de abur (1 **kg/s).**

$$F = (c_1 - c_2) \qquad [N] \qquad (1.2)$$

Având în **vedere** că sub acțiunea forței pe care o exercită jetul de abur apare mișcarea de rotație a rotorului cu viteza tangențială u, se poate determina forța datorată vitezei relative a aburului:

$$F_u = (w_{1u} - w_{2u}) \qquad M \qquad (1.3)$$

unde : w_{1u} și w_{2u} sunt **proiecțiile** vitezelor relative pe direcția vitezei periferice.

Puterea obținută prin acțiunea debitului de abur de **1kg/s** asupra paletelor mobile **este**

$$\dot{q}_u = F_u \cdot u \qquad M \qquad (1.4)$$

1.2. Clasificarea turbinelor cu abur

Folosirea turbinelor **cu abur** în multiple domenii tehnice, a condus la realizarea multor tipuri de **turbine**, a căror clasificare generală este prezentată în tabelul **1.1.**

Tabelul 1.1 **Clasificarea** generală a turbinelor cu abur

Criteriul de **clasificare**	Tipul de turbine
Felul destinderii aburului	Cu acțiune
	Cu **reacțiune**
	Combinate, cu acțiune si **reacțiune**
Modul de utilizare al energiei aburului	**Într-o** singură **treaptă**
	Cu **trepte** de viteză
	Cu trepte de presiune
Direcția aburului	**Axiale**
	Radiale
	Tangențiale
Parametri aburului **la** admisie	Cu parametri **supraînalți** **p_0 >140 bar;** t_0 > 540 °C
	Cu parametri **înalți** **p_0 = (49...140) bar;** t_0 = (450...540) °C
	Cu parametri **medii** Po=**(12...50) bar;** to=**(300...450)** °C
	Cu parametri scăzuți p_0<12 bar; t_0 < 300° C

Criteriul de clasificare		Tipul de turbine
Modul de exploatare		De bază (lucrează la sarcină constantă)
		De vârf (preiau variațiile de sarcină)
		Auxiliare **(antrenează instalațiile auxiliare)**
Regimul de funcționare		Cu turație constantă
		Cu turație variabilă
Valoarea turației		Cu turație **normală: n=3** 000 **rot/min**
		Cu **turație** mare: n >3 000 **rot/min**
		Cu turație mică: n < 3 000 **rot/min**
Particularități constructive	Numărul de arbori	Cu un singur arbore
		Cu doi sau mai mulți arbori
	Construcția rotorului	Cu discuri
		Cu **tambur**
		Cu discuri și tambur
	Numărul de corpuri	Cu un singur corp
		Cu **două**, sau **mai multe** corpuri

Tabelul 1.1. *(continuare)*

0	1	
Utilizarea **aburului** la evacuare	Cu condensație	
	Cu **contra**-presiune	de **termoficare**
		înaintașe
Felul **procesului** termic	Fără prize	
	Cu prize	
	Cu prize **reglabile**	
	Cu prize **fixe**	
Destinația	**Staționare**	
	Nestaționare (pentru transporturi)	

0		1
Particu-**larități** con-structive		
	de fluxuri	în **simplu** flux
		Cu fluxuri **multiple**
	Sensul de rotație	Cu sens de **rotație** normal (privit dinspre generator, sensul acelor de ceasornic)
		Cu sens invers
	Sistemul de reglare	Cu reglare prin admisie
		Cu reglare prin laminare
		Cu reglare **mixtă**
	Modul de **instalare**	Cu condensatorul în subsol
		Fără subsol

1.3. Procesul termic din turbine

Procesul turbinei cuprinde o singură fază a ciclului și anume destinderea. Din cauza curgerii rapide a aburului procesul este considerat adiabatic. **Lucrul** mecanic produs în turbină este egal cu căderea de **entalpie** :

$$dl = -di \text{ sau } l = -\int_{*}^{c} di = i_0 - i_c = h \qquad \left[\frac{J}{kg}\right] \qquad (1.5)$$

Pentru procesul întreg al turbinei, căderea de entalpie va fi notată cu H, iar pentru o treaptă sau o regiune din turbină cu h.

Procesul teoretic - **izentropa** AB_t (fig. **1.1).** Lucrul mecanic teoretic se determină cu relația:

$$l_t = i_0 - i_{ct} = H_t \qquad \left[\frac{J}{kg}\right] \qquad (1.6)$$

unde H_t este căderea **teoretică,** denumită în unele lucrări și cădere adiabatică.

Procesul real - **politropa** AB. Căderea de **entalpie** în procesul **real** se numește cădere internă (**indicată)** $H_i = i_0 - i_c$.

Lucrul mecanic transmis rotorului în procesul real se numește lucrul mecanic intern **(indicat)** .

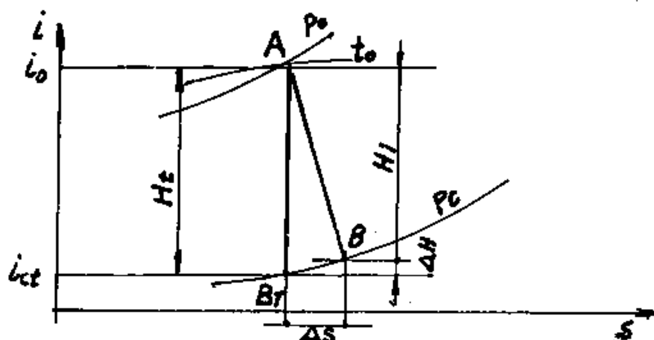


Fig. 1.1 Reprezentarea destinderii
în **diagrama** i-s

1.4. Turbina cu acțiune cu o singură treaptă

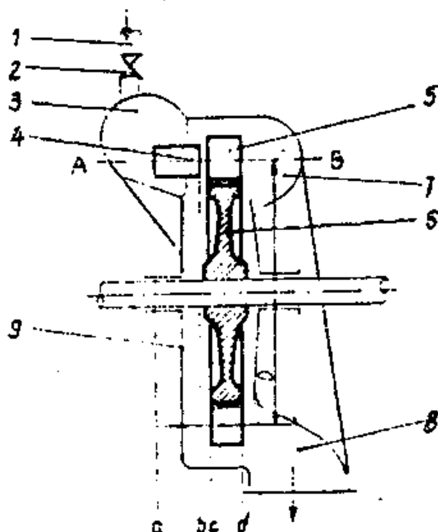


Fig. 1.2. Schema turbinei de abur cu acțiune, cu o singură treaptă:

1- conductă de abur, 2- ventil de reglare; *3-* canal pentru distribuția aburului; *4-* ajutaj; *5-* palete mobile; *6-* discul rotorului; 7- canal pentru colectarea aburului; *8-* racord de evacuare; 9- carcasa tubinei.

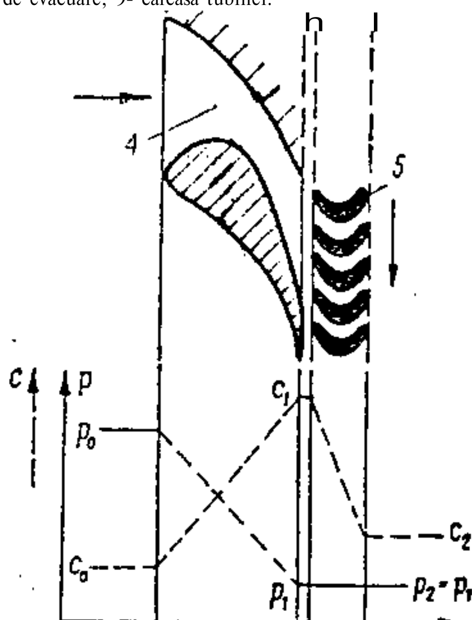


Fig. 1.3. Variația presiunii și a vitezei aburuiui în treapta cu acțiune a turbinei Laval

Turbina cu acțiune cu o singură treaptă, turbina Laval este prezentată schematic în fig. 1.2. în fig. 1.3 este reprezentată, secțiunea A - B desfășurată, a turbinei Laval, împreună cu variația vitezei și a presiunii aburului, care au loc datorită destinderii lui în ajutajul *4* și transformării energiei sale cinetice, în energie mecanică pe paletele mobile 5. La ieșire din turbină, aburul este condus prin racordul de evacuare 5.

Jetul de abur, de presiune p_0 și viteză c_0, se destinde în ajutajele statorului până la presiunea p_1, atingând viteza c_1; cu această viteză, sub un unghi α_1, atacă paletele mobile ale rotorului, căruia îi imprimă o mișcare de rotație prin transformarea energiei sale cinetice în energie mecanică, datorită micșorării vitezei de la c_1, la c_2.

Cunoscându-se c_1, α_1 și viteza tangențială de mișcare a paletelor: $u = \frac{\pi d n}{60}$ în care d reprezintă diametrul rotorului, considerat la jumătatea paletei, iar n- numărul de rotații pe minut, efectuat de palete. Din triunghiul de viteze la intrarea aburului între palete(fig. 1.4), se determină viteza relativă w_1.

Pentru a nu se produce pierderi la intrarea aburului între palete, este necesar ca jetul de abur să intre tangent la suprafața paletei, astfel încât β_1 să fie egal cu unghiul făcut de tangenta la suprafața paletei în punctul de intrare, și planul discului.

După ce curge prin canalul dintre palete, în care suferă o abatere datorită profilului curbat al paletelor, aburul părăsește canalul cu viteza relativă w_2, tangentă la ultimul element de suprafață al paletei. Teoretic, această viteză se consideră egală ca valoare cu w_1, dar datorită pierderilor prin frecare, este mai mică decât aceasta, micșorare de care se ține seama prin coeficientul de reducere a vitezei între paletele mobile ψ, astfel că $w_2 = \psi w_1$.

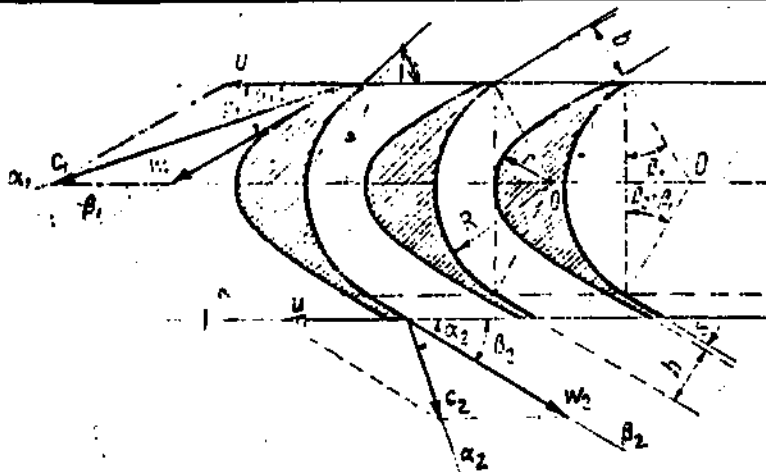


Fig. 1.4. Triunghiurile de viteze pentru turbina cu acțiune cu o singură treaptă.

În funcție de unghiul de curbură $(\beta_1 + \beta_2)$ din diagrama reprezentată în fig. 1.5.a. se obține coeficientul ψ', iar în funcție de viteza w_1 (fig. 1.5.b) rezultă coeficientul k_w, cu care, $\psi = \psi' \cdot k_w$.

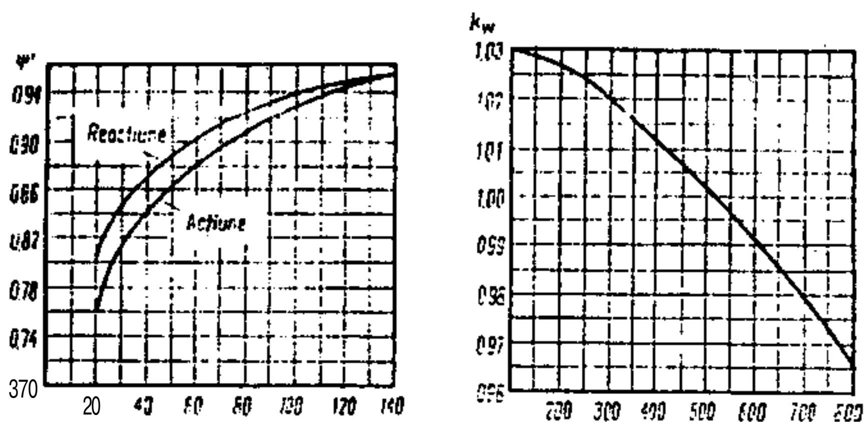


Fig. 1.5. Nomogramă pentru **determinarea coeficienților** ψ' (a) și k_w(b)

Astfel, cu w_2 **determinat** și u **cunoscut**, viteza absolută c_2 se **obține, fie** din triunghiul de viteze la ieșire (fig. 1.4), fie analitic:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2u \cdot w_2 \cos b_2}\,.$$

Pentru **simplificare** grafică, **cele** două triunghiuri de viteze se construiesc în aceeași figură (fig. **1.4**) și alcătuiesc diagrama de viteze, trasată într-un sistem **rectangular** având ca axe direcția tangențială și cea axială **vârfurile triunghiurilor** fiind construite în originea sistemului de coordonate. Valoarea **vitezei** c_2 reprezintă o **pierdere**, prin micșorarea energiei transformată în lucru mecanic , datorită energiei cinetice $c_2^2/2$, cu care aburul iese dintre palete. Pentru ca această energie cinetică reziduală să fie minimă este necesar ca c_{2u} (componenta tangențială a vitezei c_2) să fie **nulă**, adică ieșirea aburului să se facă în planul **axial**, $\alpha_2 = 90°$ și $c_{2u} \approx 0$.

Cunoscând din diagrama de viteze unghiurile β_1 și β_2 (fig. 1.6), se poate determina forma paletei, dictată de faptul că teoretic $w_2 = w_1$, ceea ce conduce la constanța secțiunii canalului dintre palete, realizabilă prin: lățimea canalului *b* constantă $(\beta_1 = \beta_2)$ și îngroșarea profilului paletei în mijlocul ei (v. fig. 1.4), în așa fel încât partea conversă a unei palete să fie concentrică cu cea concavă a paletei vecine.

Deoarece aburul iese din ajutaje cu viteze mari. este necesar ca muchia de intrare a paletelor să fie ascuțită cu o grosime de 0,2 ... 0,3 mm.

Lucrul mecanic util (fig. 1.7) efectuat de către o cantitate unitară de abur, sau cădere termică utilă h_u a turbinei, este:

$$l_u = h_u = u(c_{1u} \pm c_{2u}) \quad \left[\frac{J}{kg}\right] \tag{1.7}$$

care semnul plus sau minus se consideră după cum $\alpha_2 < 90°$, sau $\alpha_2 > 90°$.

Lucrul mecanic specific, teoretic, de destindere a aburului în ajutaje, în cazul inexistenței pierderilor, respectiv prin conservarea vitezei teoretice c_{1t}, pentru $c_0 = 0$, se determină cu relația :

$$l_t = \frac{c_{1t}^2}{2} \quad \left[\frac{J}{kg}\right] \tag{1.8}$$

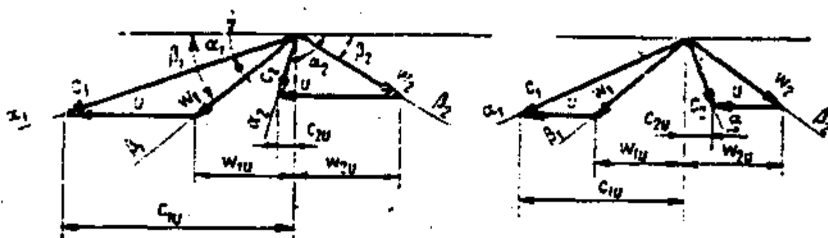


Fig. 1.6. Diagramele de viteze pentru turbina cu acțiune, cu o singură treaptă

Tabelul 1.2. **Principalele pierderi de energie termică ale turbinei cu abur**

Categoria de pierderi	Pierderi de energie termică		Observații
	Simbolul	Denumirea	
Pierderi **interne**	Δh	Pierderi în **ventile** de **reglare**	**Pierderile** interne sunt pierderi **calitative, deoarece influențează** starea **aburului** din turbină.
	h_a	Pierderi în **ajutajele** statorului (între paletele directoare)	
	h_p	Pierderi între **paletele** mobile	
	h_c	Pierderi prin energia cinetică reziduali	
	h_{fv}	Pierderi prin frecări și **ventilații**	
	h_{um}	Pierderi prin umiditate	
	h_i	Pierderi prin **scăpări** de abur interioare (între **trepte**)	
Pierderi externe	h_{et}	Pierderi prin scăpări de abur în exterior (prin **etanșările** terminale)	Pierderile externe nu exercită nici o **influență asupra** transformărilor aburului în turbină
	h_m	Pierderi **mecanice**	
	h_r	Pierderi prin radiație **și conductivitate**	

1.5. Puterile, randamentele și consumurile de abur ale turbinelor

Puteri și randamente. Fată de căderea termică **teoretică**, obținută prin destinderea **adiabată** reversibilă a aburului în treapta unei turbine cu acțiune (**fig. 1.7.*a***), respectiv, cu **reacțiunea** (fig. **1.7.*b***):

$$h_t = i_0 - i_1;\quad h_t = i_0 - i_2 \left[\frac{J}{kg}\right] \tag{1.9}$$

în cazul procesului real, după modul de grupare al pierderilor se deosebesc:

- căderea **termică**, lucrul mecanic, la periferia rotorului:

$$l_u = h_u \text{ [illegible] } \left[\frac{J}{kg}\right]; \tag{1.10}$$

- căderea termică internă a treptei:

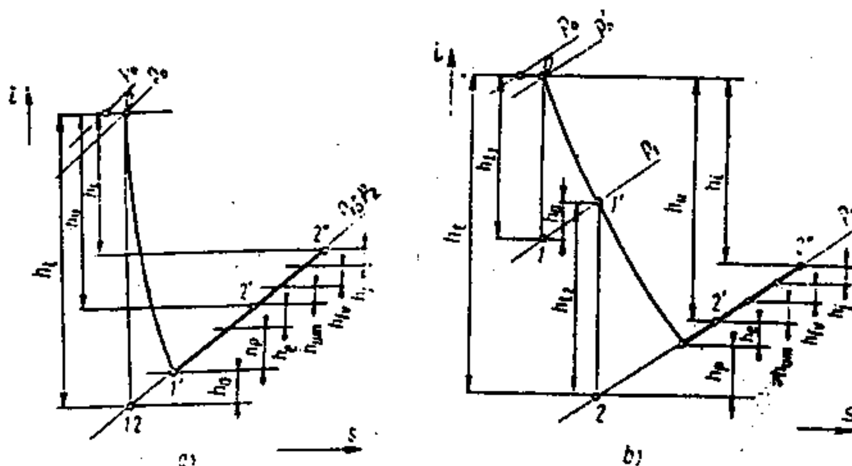


Fig. 1.7. Reprezentarea în diagrama *i- s* a pierderilor interne **ale** unei trepte de turbină cu abur *a) - cu acțiune; b) - cu **reacțiune**.*

$$l_i = h_i = i_0 - i_{2t} = h_u - (h_{fv} + h_{um} + h_j) \left[\frac{J}{kg}\right] \tag{1.11}$$

Randamentul periferic (la periferia rotorului) și *randamentul intern* al treptei turbinei **cu abur:**

$$\eta_u = \frac{h_u}{h_t} = \frac{l_u}{l_t};\quad \eta_i = \frac{h_i}{h_t} = \frac{l_i}{l_t} \tag{1.12}$$

Randamentul intern (termodinamic) al turbinei cu abur (fig. 1.8), cu considerarea factorului de recuperare a energiei termice reziduale f = 1,03 ... **1,07**, are expresia:

$$\eta_i = f\frac{L_i}{L_t} = f\frac{H_i}{H_t}. \tag{1.13}$$

cu care, cunoscând căderea termică internă pe toate treptele turbinei ($H_i = \sum h_i = i_0' - i_c$), se poate reprezenta în diagrama i- s procesul de destindere real, prin determinarea punctului de ieşire din **turbină**, care pentru f = 1, are valoarea:

$$i_c^* = i_o - \eta_i H_t \qquad \left[\frac{kJ}{kg}\right] \qquad (1.14)$$

Datorită pierderilor externe, dintre care o importanță deosebită o prezintă cele mecanice, **lucrul** mecanic efectiv L_e, al turbinei, corespunzător căderii termice utilizată pentru livrarea lucrului mecanic la **cuplă**, este micșorat fată de cel intern, cu valoarea acestor pierderi.

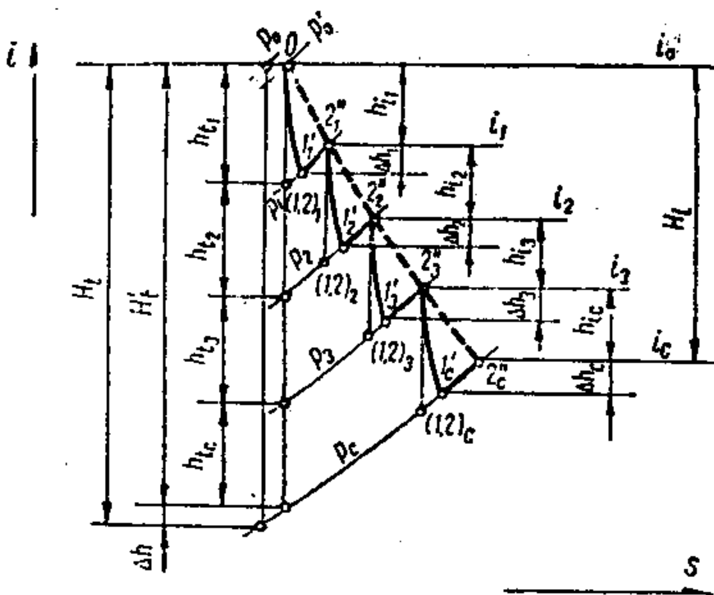


Fig.1.8. Reprezentarea în diagrama ***i*** - ***s*** a pierderilor interne ale turbinei cu abur cu **acțiune**

***Randamentul** mecanic* al turbinei este:

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i} = \frac{L_e}{H_i} = \frac{L_e}{\eta_i H_t}, \qquad (1.15)$$

a cărui **variație** în **funcție** de puterea **turbinei** este reprezentată In **fig.1.9.**

Randamentul efectiv al turbinei cu abur este:

$$\eta_e = \frac{L_e}{L_t} = \frac{L_e}{L_i} \cdot \frac{L_i}{L_t} = \eta_m \cdot \eta_i, \qquad (1.16)$$

iar în figura **1.10** redă variația lui η_e cu puterea turbinei.

Reprezentând raportul dintre lucrul mecanic efectiv și căldura totală primită de abur. ***randamentul total** al turbinei cu abur,* sau *randamentul **efectivabsolut**,* are expresia:

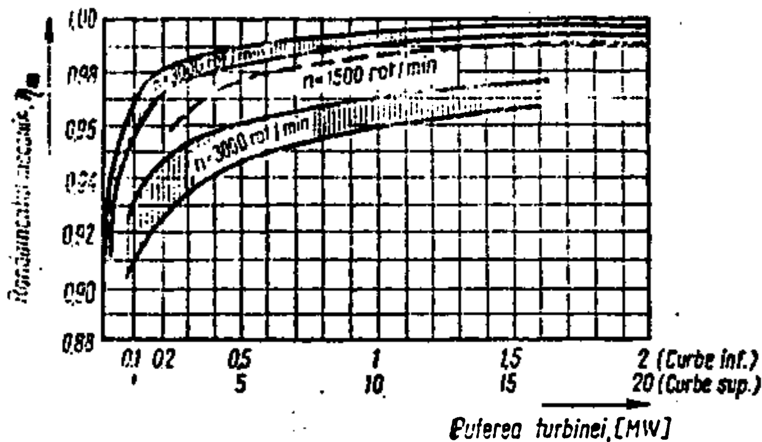


Fig. 1.9. Variația **randamentului** mecanic în funcție de **puterea** turbinei cu abur

$$\eta_{ae} = \frac{L_e}{D(i_o - i_a)} = \frac{L_e}{L_i} \cdot \frac{L_i}{L_t} \cdot \frac{L_t}{D(i_o - i_a)} = \eta_m \cdot \eta_i \cdot \eta_t = \eta_e \cdot \eta_t \quad (1.17)$$

în care i_a reprezintă **entalpia** apei de alimentare a cazanului de abur, iar η_t randamentul termic teoretic al turbinei.

Randamentul exergetic al turbinei cu abur este cel care arată măsura în care exergia preluată de agentul termic în cazan, se regăsește sub formă de lucru mecanic efectiv:

$$\eta_{ex} = \frac{L_e}{D(e_o - e_a)} \quad (1.18)$$

iar diferența dintre valoarea maximă a **acesteia**, $\eta_{ex} = 1$, corespunzătoare procesului reversibil, și valoarea pe care o are randamentul exergetic, este proporțională cu pierderea de **exergie.** Ca și randamentul exergetic al cazanului de abur, și cel al turbinei, prezintă o deosebită **importanță** în analiza energetică a centralelor termoelectrice.

In cazul turbinei cu abur care antrenează un generator electric, obișnuit se măsoară *puterea la bornele generatorului* ***electric*** P_g, cu ajutorul căreia se definesc: *randamentul generatorului electric* η_g și *randamentul electric al turbinei* η_{el}, cu relațiile:

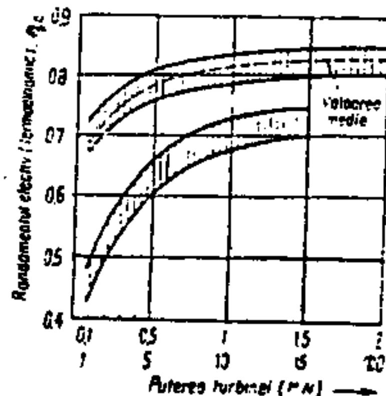


Fig. 1.10. Variația **randamentului** efectiv al turbinei cu abur, în funcție de putere.

$$\eta_g = \frac{P_g}{P_e};$$

$$\eta_{el} = \frac{P_g}{P_i} = \eta_g \cdot \eta_e = \eta_g \cdot \eta_m \cdot \eta_i \cdot \eta_t \quad (1.19)$$

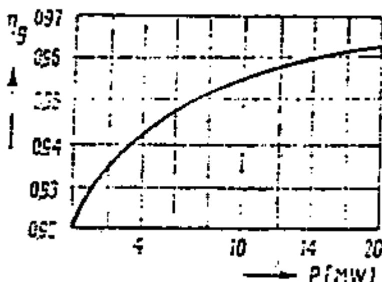


Fig. 1.11 .Variația randamentului generatorului electric, în funcție de puterea turbinei cu abur

Randamentul generatorului, în funcție de putere, se obține din figura 1.11.

în general se cunoaște puterea efectivă a turbinei, dacă puterea la bornele generatorului electric este cea cunoscută, adoptând valoarea η_g (fig. 1.11), din prima relație (1.19) se determină P_e, cu care, *puterea internă* care trebuie ftirnizată de către turbină, este:

$$P_i = 10^3 H_i D = \frac{P_e}{\eta_m} \qquad (1.20)$$

D reprezentând debitul de abur al turbinei, în kg/s.

Consumul de abur al turbinei se determină cu ajutorul relațiilor (1.20) , (1.13) și (1.16)

$$D = \frac{P_e}{\eta_m \eta_i H_t}\left[\frac{kg}{s}\right] \text{ sau } D_h = 3600\frac{P_e}{\eta_e H_t}\left[\frac{kg}{h}\right] \qquad (1.21)$$

Dacă este cunoscută puterea la bornele generatorului electric, rezultă debitul de abur al turbinei:

$$D = \frac{P_e}{\eta_e \cdot \eta_g \cdot H_t}\left[\frac{kg}{s}\right] \qquad (1.22)$$

Consumul specificde abur al turbinei, consumul de abur pentru producerea unui kWh, se obține cu utilizarea relației (1.21)

$$d_s = \frac{D_h}{P_e} = \frac{3600}{\eta_e \cdot H_t}\left[\frac{kg}{kWh}\right] \qquad (1.23)$$

având valori optime, pentru turbinele cu condensatie, 3 ... .5,5 kg/kWh.

O altă mărime utilizată ca indice comparativ în funcționarea turbinelor cu abur este consumul specific de căldură;

$$d_c = \frac{3600}{\eta_m}\left[\frac{kJ}{kWh}\right] \qquad (1.24)$$

1.6. Sisteme de reglaj ale turbinelor

Calculul turbinei cu abur se face pentru un anumit consum de abur şi pentru anumiți parametri ai aburului la intrare și ieșire. Pentru turbinele ce se proiectează, se ia ca parametru cantitativ consumul de abur care corespunde puterii nominale, ceea ce corespunde regimului de funcționare Cel mai indelungat al turbinei. Randamentul turbinei pentru acest consum de abur trebuie să fie maxim. în timpul funcționării, sarcina variază continuu, deci și consumul de abur va varia în aceeași măsură. Această variație a consumului de abur trebuie să fie asigurată de sistemul de reglaj, astfel încât să poată da posibilitatea turbinei de a dezvolta puterea cerută. Variația puterii furnizată de o turbină se poate realiza prin diferite procedee de reglaj și anume:

1. reglajul prin laminare, obținut tehnic prin variația secțiunii de trecere a aburului prin ventilele de admisie în turbină (reglaj calitativ):

2. reglajul prin admisie, obținut prin variația cantității de abur admis, denumit reglaj cantitativ;
3. admisia în trepte, adică prin introducerea de abur în diferite trepte intermediare;
4. combinarea între reglajul prin admisie și cel în trepte;
5. schimbarea presiunii aburului livrat de cazan.

Reglajul prin laminare

O dată cu micșorarea sarcinii, trebuie să fie micșorat și consumul de abur, ceea ce se poate realiza prin scăderea presiunii de intrare a aburului în turbină. Această scădere de presiune, se poate realiza prin micșorarea secțiunii de trecere a aburului prin ventil (ventil de laminare).

La închiderea parțială a ventilului, cantitatea de abur ce trece prin el se micșorează și o dată cu această micșorare, apărând și fenomenul de laminare, presiunea aburului scade , entalpia aburului h intrare rămânând aceeași, punctul B din fig. 1.12.

Presiunea p_1 se determină funcție de puterea pe care trebuie s-o dezvolte turbina. Se folosește un ventil special de laminare, dar aburul este laminat și în ventilul principal al turbinei numit ventil cu închidere rapidă, de la presiunea p_0 până la presiunea p'_0. în timpul funcționării turbinei ventilul cu închidere rapidă rămâne complet deschis.

Reglajul prin admisie

Schema reglajului este prezentată în figura 1.13. Aburul pătrunde în schemă prin mai multe ventile, fiecare dintre acestea lăsând să treacă debitul de abur necesar ajutajelor deservite. La deschiderea tuturor ventilelor va trece prin turbină debitul maxim de abur. Pentru reducerea cantității de abur se închide un număr corespunzător de ventile. Presiunea aburului la intrarea în turbine rămâne aceeași.

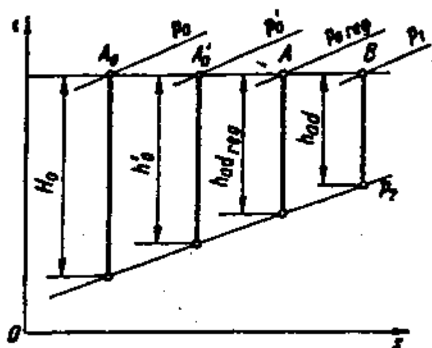


Fig. 1.12. Schema reglajului prin laminare

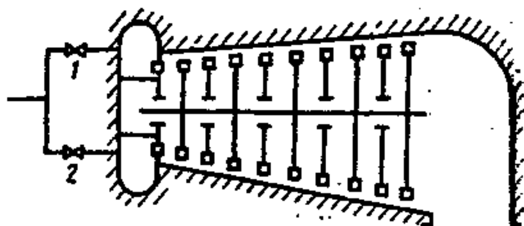


Fig. 1.13. Schema reglajului prin admisie
1.2 - ventile; *3,4,5*- rețele de ajutaje; *6*- discurile turbinei; *7*- rotorul turbinei.

Reglajul prin variația presiunii aburului livrat de cazan

Modificarea puterii turbinei se poate face și prin variația presiunii aburului livrat de cazan. La acest sistem de reglare procesul termodinamic decurge la fel ca și în cazul reglajului prin laminare. Utilizarea acestui sistem de reglare este limitată deoarece se aplică unor azane cu debit mic si când presiunea la cazan poate fi stabilizată foarte repede prin regulator. Sistemele de reglare care acționează asupra organelor de alimentare cu combustibil, asupra sistemului de reglare a aerului de combustie și asupra pompelor de alimentare cu apă ale cazanului sunt destul de complicate.

Condensatorul

Condensatorul are ca scop asigurarea vidului necesar la evacuarea din turbină. Pentru obținerea unui randament ridicat se impune condensarea aburului ce părăsește turbina la o temperatură scăzută, de 32....24° C ceea ce corespunde unui vid de ordinul de 0,05....0,03 bar. De obicei se utilizează condensatoare de suprafață. Pentru evacuarea aerului care a pătruns prin neetanșeitățile turbinei se impune montarea unor dispozitive care să extragă acest aer din condensator. Vidul obținut în condensator depinde de temperatura apei de răcire și de debitul de apă care circulă prin țevile condensatorului. În figura 1.14 este prezentată secțiunea printr-un condensator de abur de suprafață. Aerul din condensator este scos pe la partea inferioară, iar apa parcurge lungimea condensatorului în dublu flux. Țevile condensatorului se montează prin sudare sau prin mandrinare. Țevile pot β confecționate din: alamă, alamă cu adaos, alamă cu adaos de antimoniu, alamă aliată cu nichel, alamă aliată cu aluminiu. Plăcile tubulare se confecționează din oțel.

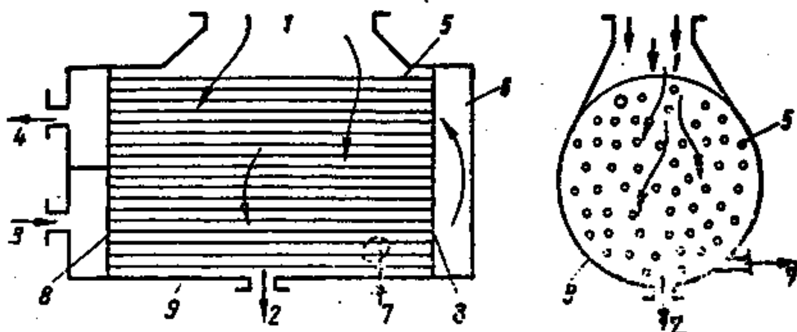


Fig. 1.14. Condensator de abur de suprafață
1-intrarea aburului; 2- ieșirea condensului; *3*- intrarea apei de răcire ; *4*- ieșirea apei de răcire; 5- țevile condensatorului; *6*- camerele colectoare de apă; 7- ejectorul de aer, 5- placa tubulară; P- mantaua condensatorului.

1.7. Turbopompa de balast

Turbina este verticală de 530 kw, cu condensație cu rotorul format dintr-un disc tip roată Curtis având turația de 3693 rot/min. Parametrii aburului la intrarea în turbină sunt: presiunea de 13,0....14,7 bar și temperatura de 250 ....290 °C. Admisia aburului în turbină se face printr-un ventil cu două scaune, acesta îndeplinind funcția de ventil de reglare cât și pe cea de ventil cu închidere rapidă. După destinderea în cele două rânduri de palete rotorice aburul este evacuat la presiunea de 450 mm Hg vacuum. Sistemul de etanșare al arborelui turbinei nu permite contactul între partea rotitoare și cea fixă (etanșare cu labirinți) și împiedică pătrunderea în interiorul turbinei a aerului, umidității din mediul ambiant precum și a prafului din aer .

Turbina antrenează pompa de balast prin intermediul unui mecanism reductor, la care rotorul turbinei se montează pe capătul arborelui primar al reductorului, prin fretare, iar carcasele turbinei se montează prin flanșă pe carcasa reductorului de turație, ceea ce nu permite funcționarea turbinei fără mecanismul reductor.

1.7.1. Echipamentul de reglaj - protecție ungere

Turbopompa este comandată de un sistem electromecanic și hidraulic care asigură reglajul, protecția și ungerea și care permite funcționarea la sarcini de exploatare (sarcini parțiale și sarcina nominală) a agregatului.

în componența echipamentului de reglaj, protecție, ungere intră următoarele:

a) dispozitive de reglaj și protecție;

declanșator hidraulic: declanșatorul la supraturație; servomotorul ventilului de reglare; acumulatorul hidraulic; buclă de reglare temperatură ulei; regulator de turație.

b)dispozitive de ungere;

tancul de ulei; circuitul de ulei; ventil de suprapresiune; răcitorul de ulei; pompa principală; electropompa de preungere;

1.7.2. Parametrii funcționali ai sistemului de reglaj, protecție, ungere

Se folosește un regulator de turație tip UG 8 - DIAL (WOODWARD). Pompa principală de ungere, precum și electropompa de preungere asigură o presiune pe refulare de 5 bar. în circuitul de acționări hidraulice presiunea uleiului este între 3,8...4,2 bar. în circuitul de reglaj este asigurată o presiune de 2,4 ....2,8 bar. Presiunea uleiului pe circuitul de ungere este cuprinsă în domeniul de 1,6....2bar. Turația nominală a turbinei este de 3693 rot/min, iar turația de declanșare protecție la supraturare este de 4247 rot/min.

Filtrarea uleiului este asigurată de un filtru cu finețea de filtrare 0,02 mm, având un debit maxim de 265 l/min, iar căderea normală de presiune pe filtru este de 0,5....0,8 bar.

Capacitatea utilă a tancului de ulei este de 645 l debitul pompei fiind de 300 l/min ceea ce asigură circa 28 de recirculări pe oră. Temperatura uleiului la intrarea în lagărele turbinei este de 45 °C iar la ieșirea din lagărele turbinei este de maxim 55 °C. Menținerea temperaturii uleiului se face printr-un răcitor de ulei cu apă, răcitorul fiind de 28,5 kW.

Sistemul de reglaj va controla și menține turația turbinei la valoarea prescrisă cu o abatere de maxim 1 % pentru oricare dintre sarcinile turbinei între 30.... 100 %.

Sistemul de protecție va controla parametrii principali ai turbopompei și va acționa oprirea rapidă a acesteia în următoarele situații:

- când turația turbinei atinge valoarea de 4247 ± 13 rot/min;
- când turația pompei atinge valoarea de 863 ± 3 rot/min;
- când temperatura metalului lagărelor mecanismului reductor a ajuns la valoarea de 80 °C ;
- când presiunea de refulare a pompei principale este de 1 bar;
- când presiunea uleiului în circuitul de ungere scade până la 0,8 ban
- când temperatura lagărelor trecerii etanșe (între compartimentul mașini și compartimentul pompe) depășește valoarea de 80 °C;
- când temperatura lagărelor cu rulmenți ale pompei de balast atinge valoarea de 80°C:
- când temperatura metalelor lagărelor axiale depășește 80 °C (ceea ce înseamnă o tendință de deplasare axială):
- când nivelul uleiului în tanc este sub valoarea minimă.

Sistemul de ungere asigură lubrefierea pentru: lagărele radiale și axiale ale mecanismului reductor precum si angrenajul acestuia.

1.7.3. Reductorul de turaţie

Mecanismul reductor de turaţie asigură reducerea turaţiei de la 3693 rot/min până la 750 rot/min printr-un angrenaj cilindric cu dinţi înclinaţi într-o singură treaptă.

în componenţa reductorului se mai află şi două prize de putere pentru antrenarea regulatorului de turaţie şi a pompei principale de ungere.

Caracteristicile principale ale mecanismului reductor de turaţie sunt:

- puterea nominală la arborele de ieşire 530 kW;
- turaţia de intrare -ieşire 3693 / 750 rot/min;
- priza pentru regulatorul de turaţie de 0,5 kW, iar turaţia de intrare în regulator este de 950 rot/min;
- priza de putere pentru pompa principală de ungere este de 8 kW, iar turaţia de intrare în pompă este 2181 rot/min;

1.7.4. Transmisia cardanică

Este elementul de legătură cinematică dintre arborele trecerii etanşe şi pompa de balast, având un moment nominal de torsiune de 28 kNm, la turaţia maximă de 2000 rot/min.

înclinarea axei longitudinale a cardanului faţă de linia geometrică ce uneşte centrul flanşei de jos cu centrul flanşei de sus va fi cuprinsă între 1,5° şi 3°. Unghiul maxim de înclinare al articulaţiei este de 15 °.

1.7.5. Pompa de balast

Este o pompă verticală de tip radial centrifugală, raonoetajată şi rotorul în dublu flux cu aspiraţie şi refulare în plan orizontal decalate la 90 °C una în raport cu cealaltă.

Pompa de balast are următoarele caracteristici: debitul de 3500 m^3 / h, presiunea de refulare 40m col.apă, turaţia 750 rot/min, N.P.S.H. de 5 m iar puterea absorbită de 480 kW. Părţile componente ale pompei sunt executate din materiale care nu produc scântei electrostatice sau datorate frecărilor accidentale. Pompa va putea funcţiona normal la turaţia nominală, chiar dacă debitul acesteia scade până la 20 % din valoarea nominală.

1.7.6. Instalaţia de automatizare

Destinaţia acestei instalaţii este să urmărească, să transmită, să afişeze informaţii şi să acţioneze în anumite situaţii pentru reglarea anumitor parametri şi pentru protecţia turbopompei. Această instalaţie permite efectuarea operaţiilor de: balastare, debalastare, comandă manuală şi automată.

Instalaţia de automatizare se compune din: AMC montate în instalaţie, echipamente locale montate în compartimentul pompelor şi în compartimentul maşinilor, echipamente montate în camera de comandă încărcare - descărcare marfă şi în postul central de comandă.

Instalaţia de automatizare permite urmărirea următoarelor presiuni: intrare abur în turbină, abur etanşare labirinţi, ieşire abur din turbină, ulei pentru reglaj, ulei ungere după răcitor, ulei protecţie turbină, ulei refulare pompe de ungere, ulei intrare - ieşire filtru de ulei, balast pe aspiraţia pompei de balsat, balast pe refularea pompei de balast.

Instalaţia de automatizare urmăreşte temperaturile: intrare abur în turbină, ieşire abur din turbină, lagărelor mecanismului reductor, ulei intrare - ieşire din răcitor, lagărelor pompei de balast.

Protecţia este asigurată **pentru** următoarele **situaţii:** turaţie turbină (**maximă**), temperatură **lagăre** reductor (maximă), temperatură lagăre pompă (maximă), presiune abur evacuare din **turbină(maximă)**, presiune refulare pompă de balast (maximă), presiune ulei ungere **(minimă)**, nivel ulei în tanc (**minim**), alte situaţii legate de instalaţiile navei.

1.8.Turbopompa de marfa

Turbba este verticală de 1900 kw, cu **condensaţie** cu rotorul format dintr-un disc tip roată Curtis având **turaţia** de 6618 **rot/min.** Parametrii aburului la intrarea în turbină sunt: presiunea de **13,3....** 14,7 bar şi temperatura de 250 **....290** °C. **Admisia** aburului în turbină se face **printr-un** ventil cu două scaune, acesta îndeplinind funcţia de ventil de reglare cât şi pe cea de ventil cu **închidere** rapidă. După destinderea în cele două rânduri de palete **rotorice** aburul este evacuat la presiunea de 450 mm Hg vacuum. Sistemul de etanşare al arborelui **turbinei** nu permite contactul între partea rotitoare şi cea fixă (etanşare cu **labirinţi)** şi împiedică pătrunderea în interiorul turbinei a aerului, umidităţii din mediul ambiant precum şi a prafului din **aer**.

Turbina **antrenează** pompa de **marfă** prin **intermediul** unui mecanism reductor, la care rotorul turbinei se montează pe capătul arborelui primar al reductorului, prin **fretare**, iar carcasele turbinei se montează prin flanşă pe carcasa reductorului de turaţie, ceea ce nu permite funcţionarea turbinei fără mecanismul reductor.

1.8.1. Echipamentul de reglaj • protecţie ungere

Turbopompa este comandată de un sistem electromecanic şi hidraulic care asigură reglajul, **protecţia** şi ungerea şi care permite **funcţionarea** la sarcini de exploatare (sarcini **parţiale** şi sarcina nominală) a agregatului.

în componenta echipamentului de reglaj, **protecţie**, ungere intră următoarele:

a) dispozitive de reglaj şi protecţie;

declanşator hidraulic: declanşatorul la **supraturaţie;** servomotorul ventilului de reglare: acumulatorul hidraulic; buclă de reglare temperatură ulei; regulator de turaţie.

b)dispozitive de ungere;

tancul de ulei: circuitul de ulei: ventil de **suprapresiune; răcitorul** de ulei; pompa principală; **electropompa** de **preungere;**

1.8.2. Parametrii funcţionali ai sistemului de reglaj, protecţie, ungere

Se foloseşte un regulator de turaţie dp UG 8 - DIAL (WOODWARD). Pompa principală de ungere, precum şi electroporapa de preungere asigură o presiune pe refulare de 5 bar. în circuitul de acţionări hidraulice presiunea uleiului este între 3,8...4,2 bar, în circuitul de reglaj este asigurată o presiune de 2,4 ....2,8 bar. Presiunea uleiului pe circuitul de ungere este cuprinsă în domeniul de 1,6....2bar. Turaţia nominală a turbinei este de 6618 **rot/min**, iar turaţia de declanşare protecţie la **supraturare** este de 7611 rot/min.

Filtrarea uleiului este asigurată de un filtru cu fineţea de **filtrare** 0,02 mm, având un debit **maxim** de 265 **l/min**, iar căderea normală de presiune pe filtru este de 0,5....0,8 bar.

Capacitatea utilă a tancului de ulei este de 945 l debitul **pompei** fiind de 300 **l/min** ceea ce asigură circa 19 de **recirculări** pe oră. **Temperatura** uleiului la intrarea în lagărele turbinei este de 45 °C iar la ieşirea din lagărele turbinei este de maxim 55 °C. Menţinerea temperaturii uleiului se face printr-un **răcitor** de ulei cu apă, răcitorul fiind de 40.46 kW.

Sistemul de reglaj va controla şi menţine turaţia turbinei Ia valoarea prescrisă cu o

abatere de maxim 1 % pentru oricare dintre sarcinile turbinei între 30...100 %.

Sistemul de protecție va controla parametrii principali ai turbopompei și va acționa oprirea rapidă a acesteia în următoarele situații:

- când turația turbinei atinge valoarea de 7761 ± 23 rot/min;
- când turația pompei atinge valoarea de 1495 ± 5 rot/min;
- când temperatura metalului lagărelor mecanismului reductor a ajuns la valoarea de 80 °C ;
- când presiunea de refulare a pompei principale este de 1 bar,
- când presiunea uleiului în circuitul de ungere scade până la 0,8 ban
- când temperatura lagărelor trecerii etanșe (între compartimentul mașini și compartimentul pompe) depășește valoarea de 80 °C;
- când temperatura lagărelor cu rulmenți ale pompei de balast atinge valoarea de 80°C;
- când temperatura metalelor lagărelor axiale depășește 80 °C (ceea ce înseamnă o tendință de deplasare axială);
- când nivelul uleiului în tanc este sub valoarea minimă.

Sistemul de ungere asigură lubrefierea pentru: lagărele radiale și axiale ale mecanismului reductor precum și angrenajul acestuia.

1.8.3. Reductorul de turație

Mecanismul reductor de turație asigură reducerea turației de la 6618 rot/min până la 1300 rot/min printr-un angrenaj cilindric cu dinți înclinați într-o singură treaptă.

în componența reductorului se mai află și două prize de putere pentru antrenarea regulatorului de turație și a pompei principale de ungere.

Caracteristicile principale ale mecanismului reductor de turație sunt:

- puterea nominală la arborele de ieșire 1730 kW;
- turația de intrare -ieșire 6618/ 1300 rot/min;
- priza pentru regulatorul de turație de 0,5 kW, iar turația de intrare în regulator este de 950 rot/min;
- priza de putere pentru pompa principală de ungere este de 8 kW, iar turația de intrare în pompă este 2181 rot/min;

1.8.4. Transmisia cardanică

Este elementul de legătură cinematică dintre arborele trecerii etanșe și pompa de balast având un moment nominal de torsiune de 40 kNm, la turația maximă de 2200 rot/min.

înclinarea axei longitudinale a cardanului față de linia geometrică ce unește centrul flanșei de jos cu centrul flanșei de sus va fi cuprinsă între 1,5° - 3°. Unghiul maxim de înclinare al articulației este de 15 °.

1.8.5. Pompa de marfă

Este o pompă verticală de tip radial centrifugală, monoetajată și rotorul în dublu flux cu aspirație și refulare în plan orizontal decalate la 90 ° una în raport cu cealaltă.

Pompa de balast are următoarele caracteristici: debitul de 3500 m^3 / h. presiunea de refulare 145m col.apă, turația 1300 rot/min, N.P.S.H. de 4,8 m iar puterea absorbită de 1730 kW. Părțile componente ale pompei sunt executate din materiale care nu produc scântei

electrostatice sau datorate frecărilor accidentale. Pompa va putea funcționa normal la turația **nominală,** chiar dacă debitul acesteia scade până la 20 % din valoarea nominală.

1.8.6, Instalația de automatizare - control

Destinația acestei instalații este să **urmărească,** să **transmită,** să afișeze informații și să acționeze în anumite situații pentru reglarea anumitor parametri și pentru protecția **turbopompei.** Această instalație permite efectuarea **operațiilor** de: **balastare, debalastare,** comandă manuală și automată.

Instalația de automatizare se compune din: **AMC** montate în instalație, echipamente locale montate în compartimentul pompelor și în compartimentul mașinilor, echipamente montate în camera de comandă încărcare - descărcare marfă și în postul **central** de comandă.

Instalația de automatizare permite urmărirea următoarelor presiuni: intrare abur în **turbină,** abur etanșare **labirinți,** ieșire abur din **turbină,** ulei pentru reglaj, ulei ungere după **răcitor,** ulei protecție **turbină,** ulei refulare pompe de ungere, ulei intrare - ieșire filtru de ulei, balast pe aspirația pompei de **balsat,** balast pe refularea pompei de balast.

Instalația de automatizare **urmărește** temperaturile: intrare abur în **turbină,** ieșire abur din **turbină,** lagărelor mecanismului reductor, ulei intrare - ieșire din răcitor, lagărelor pompei de balast.

Protecția este asigurată pentru următoarele situații: turație turbină **(maximă),** temperatură lagăre **reductor** (maximă), temperatură lagăre pompă (maximă), presiune abur evacuare din **turbină(maximă),** presiune refulare pompă de balast (maximă), presiune ulei ungere (minimă), nivel ulei în tanc **(minim),** alte situații legate de instalațiile navei.

Bibliografie

[1]. B. Popa, C. Vintilă — Termotehnică și mașini termice, Editura Didactică și Pedagogică, București 1977

[2]. B. Popa, I. Carabogdan — Manualul inginerului termotehnician, vol. II, Editura Tehnică, București 1986

[3]. Ș. Petrescu, Dan Ștefănescu, ș.a. — Termotehnică și mașini termice, Editura Didactică și Pedagogică, București 1978

[4]. Titus Grecu, M. Cârdu, I. Nicolau — Turbine cu abur, Editura Tehnică, București 1996

[5]. Gavril Creța — Turbine cu abur și cu gaze, Editura Didactică și Pedagogică, București 1981

[6]. I. V. Inozemtev — Motoare termice, Editura Tehnică, București 1955

*** — Turbopompă de balast tip TC- 0,53/3693-THA

*** — Turbopompă de marfă tip TC- 1,9/6618- THA

2

TURBINE CU GAZE

2.1. Generalități

Instalațiile de turbine cu gaze prezintă, atât față de cele de turbine cu abur, cat și față de motoarele cu ardere internă cu piston, câteva avantaje importante rezultate din faptul că necesită un debit de apă de răcire mult mai redus, exploatarea lor este mai simplă și cheltuielile de întreținere sunt mai mici, dimensiunile de gabarit, suprafața ocupată și greutatea lor sunt mai mici la aceleași puteri unitare, iar domeniile de utilizare ale instalațiilor de turbine cu gaze sunt mult mai extinse. Dar, față de instalațiile de turbine cu abur, cele de turbine cu gaze au unele dezavantaje care le limitează domeniul de utilizare: puterea unitară mai mică datorită capacității reduse de înmagazinare a căldurii în gaze și a consumului de putere reclamat de compresor, siguranță în funcționare mai redusă, consum mare de materiale aliate necesare camerelor de ardere și turbinelor, complicarea constructivă a instalației prin prezența compresorului. în ceea ce privește turbina cu gaze propriu-zisă, funcționând pe același principiu ca și turbina cu abur, este asemănătoare cu aceasta, față de care prezintă însă un necesar de trepte mai mic, corespunzător căderii termice mai reduse.

Principial, în instalațiile de turbine cu gaze are loc transformarea energiei chimice a combustibililor în energie termică (potențială), în camera de ardere unde combustibilul este injectat în aerul de ardere, provenit de la un compresor, energia termică a gazelor rezultate din ardere se transformă apoi, în ajutajele turbinei cu gaze, în energie cinetică, iar în rotorul turbinei, aceasta se transformă în energie mecanică, servind la acționarea arborelui turbinei.

Varietatea principiilor constructive, precum și diversitatea domeniilor de utilizare, conduc la existența unor tipuri variate de instalații de turbine cu gaze, a căror clasificare generală este prezentată în tabelul 2.1.

2.2. Ciclul de funcționare al instalațiilor de turbine cu gaze

Spre deosebire de cele ale motoarelor cu ardere internă cu piston, ciclurile instalațiilor de turbine cu gaze se realizează în întreaga instalație (compusă dintr-un minim de agregate separate: compresor, cameră de ardere, turbină cu gaze), iar destinderea gazelor în turbină nu este trunchiată, ci se continuă până la atingerea presiunii de admisie în instalație.

Tabelul 2.1. **Clasificarea generală a instalaţiilor de turbine cu gaze.**

Criteriul de clasificare	Instalaţii de turbine cu gaze	Criteriul de clasificare *	Instalaţii de turbine cu gaze
Condiţiile de ardere	**Cu ardere la presiune constantă**	Felul comprimării **agentului** de lucru	Fără răcire intermediară
	Cu ardere la volum constant		Cu răcire intermediară
Circulaţia agentului termic	Cu circuit deschis	Direcţia gazelor în turbină	Cu turbine axiale
	Cu circuit închis		Cu turbine **radiale**
	Cu circuit mixt	Modul de **transformare** a **căldurii** în lucru mecanic	Fără **încălzire** intermediară
	Turbine de expansiune		Cu încălzire intermediară
Valorificarea căldurii **reziduale** (evacuare)	Fără recuperare		Cu acţiune
	Cu recuperare	Numărul de arbori	Cu un arbore
	Cu cicluri combinate		Cu mai multi arbori
Sistemul de alimentare al turbinelor	Cu cameră de ardere	Utilizări la bordul navei	Pentru propulsie
	Cu generatoare de gaze cu pistoane libere		Pentru **generatoare** de curent
			Agregate de **supraalimentare**
	Cu gaze de evacuare		

2.2.1. Ciclul instalaţiilor de turbine cu gaze cu ardere la volum constant

Principala **caracteristică** a instalaţiilor de turbine cu **gaze** cu ardere la volum **constant**, o constituie camera de ardere *b* (fig. **2.1.**), **prevăzută** cu supapele de **admisie** (s_a) şi de **evacuare** (s_e)care asigură condiţiile **izocore** de ardere.

Evacuarea gazelor arse din camera de ardere ficandu-se **periodic**, lucrul mecanic cules **la** arborele turbinei se produce de asemenea cu **intermitenţă**.

în fig. **2.1** cifrele încercuite care **precizează** starea agentului termic, **aer-gaze** arse, se regăsesc **în vârfurile** ciclului teoretic de funcţionare a instalaţiei, reprezentat în diagramele ***p-V* şi *T-S* din fig.** 2.2.

Compresorul *a* aspiră aerul la presiunea p_1, după izobara (*0-1*) şi îl **comprimă**, teoretic **adiabatic**, pe traseul (*1-2*), până **la** presiunea p_2, corespunzătoare raportului de creştere a presiunii în timpul comprimării:

$$\beta = \frac{p_2}{p_1} \qquad (2.1)$$

Supapele de adraisie s_a fiind deschise, **aerul** comprimat pătrunde în camera de ardere, în acelaşi timp **injectându-se** şi combustibilul. După închiderea supapelor şi realizarea **aprinderii**, în volumul închis al camerei de ardere are loc procesul de ardere, reprezentat în ciclul teoretic prin încălzirea **izocoră** (*2-3*).

La atingerea presiunii p_3, **corespunzătoare raportului** de creştere a presiunii în procesul de ardere:

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2} \qquad (2.2)$$

supapa de evacuare s_e se deschide şi permite gazelor arse să pătrundă în turbina *d*.

Destinderea gazelor în turbină **se desfăşoară**, până când se atinge presiunea $p_4=p_1=p_0$, teoretic după **adiabata** *(3 - 4)*: ciclul teoretic se închide prin răcirea izobară *(4* • 7), care reprezintă evacuarea gazelor în atmosferă şi răcirea acestora până la $T_1 < T_4$.

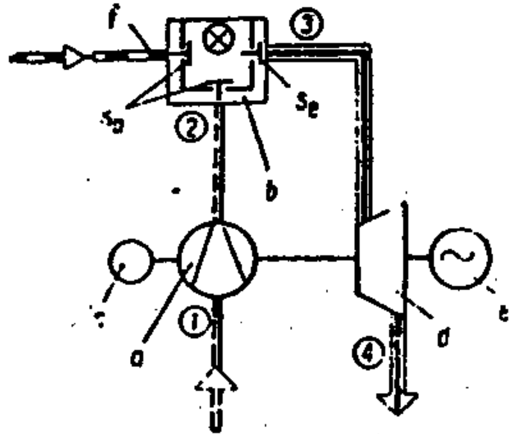


Fig. 2.1. **Schema instalației** de turbină cu **gaze, cu** ardere la volum constant.
a - **compresor**; *b* - **camera** de ardere; *c* - **motor** de **pornire**; *d* - **turbină** cu gaze; *e* - generator **electric**; *f* - conductă de **alimentare** cu **combustibil**; s_a, s_e - supapă de **admisie**, respectiv evacuare; 1, 2, 3, 4, - stările agentului **evolutiv**.

Pe măsură ce **gazele** arse sunt evacuate din **camera** de ardere, presiunea în interiorul acesteia scade, iar la atingerea valorii $p_2 < p_3$, supapele de evacuare se **închid**, cele de **admisie** se **deschid**, **permițând** astfel reluarea procesului ciclic.

Randamentul **termic** al ciclului teoretic, parcurs de o masă unitară de agent **evolutiv**, este:

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_0|}{q} = 1 - \frac{|q_{41}|}{q_{23}} \tag{2.3}$$

Sau, dacă se înlocuiește expresia căldurii cedate **în** răcirea izobară și cea a aportului de căldură din încălzirea **izocoră**:

$$|q_{41}| = \bar{c}_p(T_4 - T_1); \quad q_{23} = \bar{c}_v(T_3 - T_2)$$

se **obține**:

$$\eta_t = 1 - \frac{\bar{c}_p(T_4 - T_1)}{\bar{c}_v(T_3 - T_2)} = 1 - \kappa\frac{T_1}{T_2}\frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1} \tag{2.4}$$

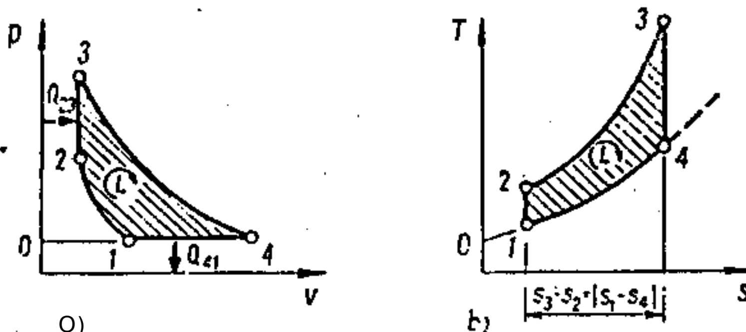


Fig. 2.2. Ciclul **teoretic** al instalației de turbină cu **gaze**, cu ardere la volum **constant**, **reprezentat** în:
a - diagrama *p* - *V*; *b* - diagrama *T* - *S*.

Pentru a exprima $\eta_t = f(\beta, \lambda)$, se iau în considerare relațiile de interdependență dintre temperaturile și presiunile din procesele care formează ciclul teoretic:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{x-1}{x}} = \frac{1}{\beta^{\frac{x-1}{x}}} \quad (2.5) \qquad\qquad \frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda \quad (2.6)$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_4}{T_3}\frac{T_3}{T_2}\frac{T_2}{T_1}\begin{cases} \dfrac{T_4}{T_3} = \left(\dfrac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{x-1}{x}} = \left(\dfrac{p_1}{p_3}\right)^{\frac{x-1}{x}} = \left(\dfrac{p_1}{p_2}\dfrac{p_2}{p_3}\right)^{\frac{x-1}{x}} = \dfrac{1}{\beta^{\frac{x-1}{x}}\lambda^{\frac{x-1}{x}}}; \\ \dfrac{T_3}{T_2} = \lambda; \\ \dfrac{T_2}{T_1} = \left(\dfrac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{x-1}{x}} = \beta^{\frac{x-1}{x}}; \end{cases}$$

rezultând pentru ultimul raport:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{1}{\beta^{\frac{x-1}{x}}\lambda^{\frac{x-1}{x}}}\lambda\cdot\beta^{\frac{x-1}{x}} = \lambda^{1/x} \qquad (2.7)$$

Substituind relațiile obținute (2.5), (2.6) și (2.7) în expresia (2.4) a randamentului termic teoretic, se obține pentru ciclul instalațiilor de turbine cu gaze cu ardere la volum **constant:**

$$\eta_t = 1 - x\frac{1}{\beta^{\frac{x-1}{x}}}\frac{\lambda^{1/x} - 1}{\lambda - 1} \qquad (2.8)$$

care arată că majorarea randamentului termic al ciclului teoretic este condiționată de creșterea raportului β și de mărirea încărcării mașinii λ, după cum este reprezentat în cele două diagrame din (fig. 2.3).

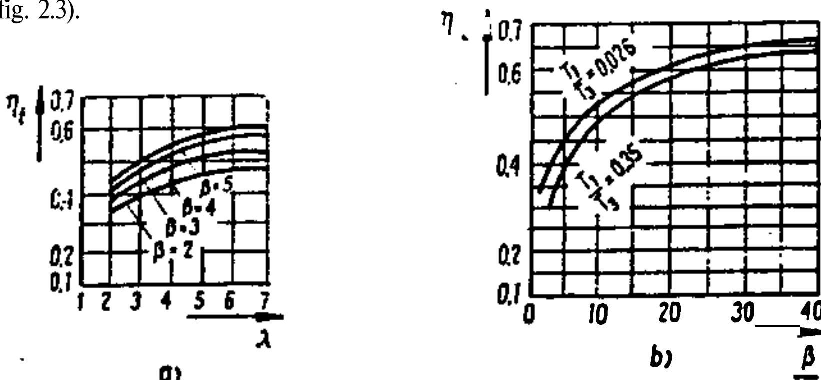


Fig. **2.3. Variația randamentului** termic pentru ddui **teoretic** ai instalațiilor **de** turbine cu **gaze,** cu **ardere izocoră:**
a - $\eta_t = f(\beta, \lambda)$; *b* - $\eta_t = f(T_1/T_3, \beta)$.

Dezavantajele majore ale acestor instalații: necesitatea unui mecanism complicat pentru comanda supapelor de **admisie** și **evacuare**, existența unor valori variabile ale presiunii și temperaturii la **admisia** gazelor în **turbină**, au făcut ca în prezent turbinele cu gaze cu ardere la volum constant să nu se mai construiască.

2.2.2. Ciclul **instalațiilor** de turbine cu gaze cu ardere la presiune constantă

Nemaiavând supape de admisie și evacuare (fig. 2.4), camera de ardere b a acestei instalații este alimentată continuu cu aer comprimat și combustibil, ceea ce face ca și debitarea de **gaze arse**, spre turbină să **fie continuă**.

Ciclul teoretic al acestor instalații, reprezentat în diagramele *p-V* și *T-s* din (**fig.** 2.5), se compune din următoarea succesiune de transformări pe care le parcurge agentul termic: (7-2) comprimarea **adiabatică** a aerului în compresorul *a:* (*2-3*) încălzirea **izobară**, reprezentând procesul de ardere în camera de ardere ***b***; deschisă la ambele capete: (*3-4*) destinderea **adiabatică** a gazelor arse, în turbina ***d***; *(4-1)* răcirea izobară a gazelor evacuate din **turbină**.

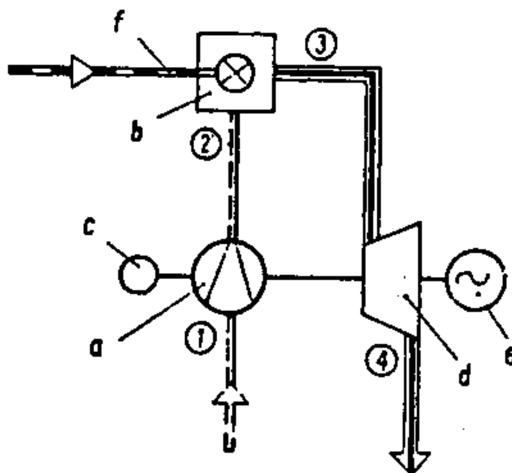


Fig. 2.4. Schema **instalației** de turbină cu **gaze**, cu ardere la **presiune** constanta.
a - **compresor**; *b* - camera de ardere; *c* - raocor de pornire; *d* • **turbină cu** gaze; *e* - **generator electric**; ***f*** - **conductă** de **alimentare** cu **combustibil**; *l, 2. J. 4,* • stările agentului termic **evolutiv**.

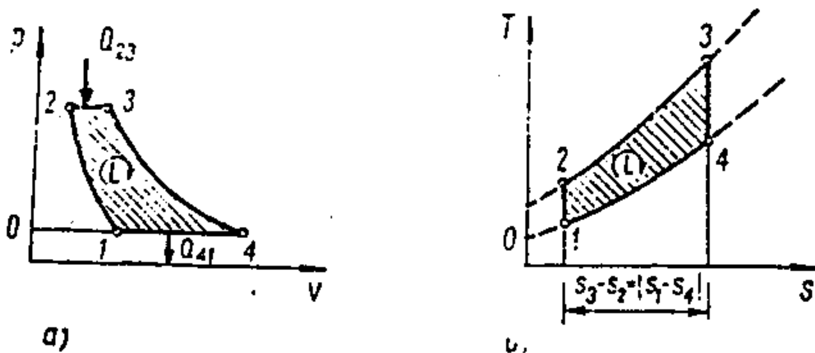


Fig. 2.5. Ciclul teoretic al instalației **de** turbină cu **gaze**, cu ardere la presiune **constantă**, **reprezentat** în:
a - **diagrama** ***p. V***; ***b*** - diagrama *T* • S .

Căldura primită în procesul arderii izobare, împreună cu cea cedată de către gazele arse la ieșire din turbină (scrise pentru 1 kg de agent termic):

$$q_{23} = \bar{c}_p (T_3 - T_2);$$
$$|q_{41}| = \bar{c}_p (T_4 - T_1)$$

conduc la precizarea randamentului termic al ciclului **teoretic pentru** instalațiile de turbine cu gaze cu ardere la presiune constantă:

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_{41}|}{q_{23}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2}\,\frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1} \tag{2.9}$$

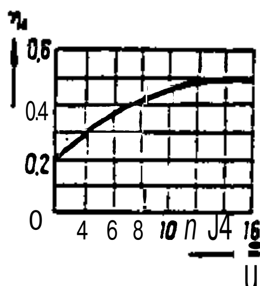


Fig. 2.6. Variația randamentului termic $\eta_t = f(\beta)$ pentru ciclul teoretic al instalațiilor de turbine cu gaze, cu ardere la izobară.

Pentru **adiabatele** (1-2) și **(3-4)**, ținând cont de egalitatea **presiunilor $p_2 = p_3$** și **$p_4 = p_1$**, rezultă:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{T_4}{T_3} \Rightarrow \begin{cases} \dfrac{T_3}{T_2} = \dfrac{T_4}{T_1} \\[2ex] \dfrac{T_1}{T_2} = \dfrac{1}{\beta^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \end{cases}$$

cu care, din relația (2.9) se obține:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \tag{2.10}$$

Asemănătoare celei stabilite pentru motoarele cu ardere la volum **constant**, expresia (2.10) arată că randamentul termic al acestui ciclu **teoretic**, crește odată cu mărirea raportului de creștere a presiunii în timpul comprimării (fig. 2.6).

Caracteristic pentru acest ciclu este coeficientul:

$$\varphi = \frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2} \tag{2.11}$$

reprezentând raportul volumelor (sau al temperaturilor) în arderea **izobară**.

2.2.3. Ciclul instalațiilor de turbine cu gaze, cu recuperare de căldură

Îmbunătățirea randamentului **instalațiilor** de turbine cu **gaze** se poate obține prin montarea unor aparate schimbătoare de **căldură**, numite în acest **caz**, recuperatoare (g din figura 2.7), în care, după evacuarea din **turbină**, gazele arse cedează o parte din căldura pe care o **conțin**, aerului refulat de compresor. Prin această **preîncălzire** a aerului de ardere se micșorează **diferența** dintre temperatura gazelor arse la ieșire din camera de ardere și temperatura aerului la intrare în **aceasta**, corespunzător căreia se reduce consumul de combustibil.

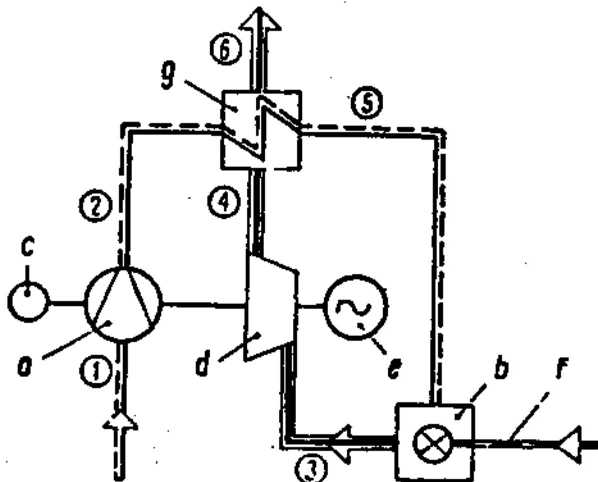


Fig. 2.7. Schema instalației de turbină cu gaze, cu recuperare de căldură:
a - **compresor**; *b* - camera de ardere; *c* - **motor** de pornire; *d* - **turbină** cu gaze; *e* - **generator electric**; *f* - **conductă** de **alimentare** cu **combustibil**; *g* - aparat recuperator de călduri; */. 2. 3. 4.* - **stările** agentului termic evolutiv.

Ciclurile teoretice de funcționare ale instalațiilor de turbine cu gaze. cu recuperare, sunt reprezentate în diagramele p-V și T-s din (fig. 2.8), cu utilizarea acelorași notații pentru stările agentului **termic**, ca și în (fig. 2.7).

După **comprimarea** adiabatică (7-2), la care este supus aerul în compresorul **a**, pătrunzând în recuperatorul *g* se încălzește izobar, astfel încât își mărește temperatura la $T_5 > T_2$; în cazul teoredc al recuperării totale, aerul se încălzește până când temperatura lui atinge valoarea temperaturii gazelor arse, adică până la $T_{5'} = T_4$.

Prin procesul de ardere din camera de ardere ***b***, încălzirea este continuată pe traseul izobar (5-3) al ciclului, în cursul căreia agentul evolutiv absoarbe căldura q_a.

După destinderea adiabatică (3-4) din turbina ***d***, gazele arse intră în recuperatorul *g* și cedează căldură aerului **comprimat**, pe traseul izobar (4-6), iar în cazul ideal al recuperării totale (4-6').

Evacuarea în atmosferă a gazelor arse este însoțită de răcirea izobară a lor (6-1), în care cedează mediului **ambiant**, conținutul lor de căldură q_c.

Factorul de recuperare μ reprezintă raportul dintre căldura preluată de aer în recuperator pentru **a-și** majora **temperatura** de la T_2, la T_5 și căldura care ar putea fi preluată de aer într-un recuperator cu o suprafață infinit de mare (recuperare totală), caz în care **și-ar** mări temperatura de la T_2, până la $T_{5'} = T_4$:

$$\mu = \frac{\bar{c}_p(T_5 - T_2)}{\bar{c}_p(T_{5'} - T_2)} = \frac{T_5 - T_2}{(T_{5'} - T_2)} \qquad (2.12)$$

rezultând pentru recuperarea **totală**, adică $\mu = 1$, $T_5 = T_{5'}$.

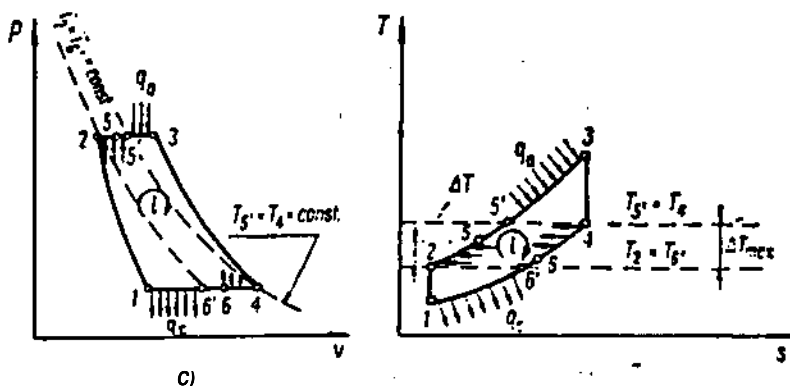


Fig. 2.8. Ciclul teoretic al instalației de turbină cu gaze, cu ardere la presiune constantă și cu recuperare de căldură:
a - în diagrama *p - V*; *b* - în diagrama *T - S*.

Ținând cont de expresia factorului de recuperare (2.12), ecuația bilanțului termic pentru schimbătorul de căldură-recuperator (fig. 2.7):

$$T_4 - T_6 = T_5 - T_2 = \mu(T_{5'} - T_2)$$

servește la precizarea căldurii absorbite și a celei cedate de 1 kg de agent termic la parcurgerea procesului ciclic:

$$q_a = \bar{c}_p(T_3 - T_5) = \bar{c}_p[(T_3 - T_2) - (T_5 - T_2)] = \bar{c}_p[(T_3 - T_2) - \mu(T_{5'} - T_2)];$$

$$|q_c| = \bar{c}_p(T_6 - T_1) = \bar{c}_p[(T_4 - T_1) - (T_4 - T_6)] = \bar{c}_p[(T_4 - T_1) - \mu(T_{5'} - T_2)].$$

Cu ajutorul acestora, randamentul termic al ciclului teoretic cu recuperare de căldură parțială, rezultă:

$$\eta_{t_{rec}} = 1 - \frac{|q_c|}{q_a} = 1 - \frac{T_4 - T_1 - \mu(T_{5'} - T_2)}{T_3 - T_2 - \mu(T_{5'} - T_2)} \qquad (2.13)$$

creșterea acestui randament este cu atât mai importantă, cu cât factorul de recuperare μ este mai apropiat de unitate.

2.2.4 Ciclul instalațiilor de turbine cu gaze, cu comprimare si destindere izotermă și cu recuperare totală

într-un astfel de ciclu (fig. 2.9), în comprimarea izotermă (*1-2*) agentul termic cedează căldura $q_{12} = q_0$, la temperatura $T_1 = T_2 = T_0$, iar în destinderea izotermă (*3-4*), primește din exterior căldura $q_{34} = q$, la temperatura $T_3 = T_4 = T$, $T > T_0$.

Ciclul fiind cu recuperare totală, $\mu = 1$, în aparatul recuperator căldura cedată de gazele arse în cursul răcirii izobare (*4-1*), este preluată integral, în încălzirea la presiune constantă (*2-3*), de către aerul comprimat; ceea ce rezultă și din ciclul reprezentat în diagrama *T-s* (fig. 2.9,b): aria *41ad* = aria *23cb*,

adică

$$\bar{c}_p(T_4 - T_1) = \bar{c}_p(T_3 - T_2) = \bar{c}_p(T - T_0) .$$

Randamentul termic al acestui ciclu teoretic:

$$\eta_{tiz} = 1 - \frac{|q_{12}|}{q_{34}} = 1 - \frac{|q_0|}{q} = 1 - \frac{rT_0 \ln\frac{p_2}{p_1}}{rT \ln\frac{p_2}{p_1}} = 1 - \frac{T_0}{T} \qquad (2.14)$$

reprezintă randamentul **termic** al unui **cilu Carnot** care ar lucra între aceleași limite de **temperatură.**

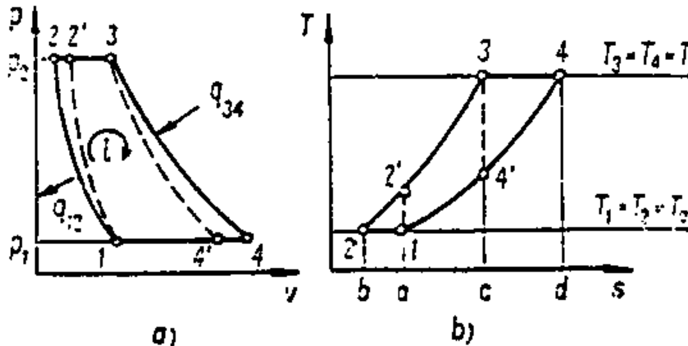


Fig. 2.9. Ciclul instalației de turbine cu gaze, cu compresie și destindere izotermă, reprezentat în diagramele : *a)p - V; b)T - s.*

Un astfel de ciclu este deci un ciclu **ideal**, irealizabil deoarece:

• recuperarea integrală a căldurii conținută de gazele evacuate reprezintă un caz **limită**, care ar putea avea loc numai într-un recuperator ipotetic, cu **suprafață** infinit de mare;

- comprimarea și destinderea izotermă sunt evoluții teoretice, nerealizabile în agregatele industriale. Pentru a se utiliza parțial avantajele economice ale ciclului cu **comprimare** și destindere izotermă, în practică se recurge la fracționarea acestor procese în mai multe agregate legate în serie.

2.2.5. Ciclul instalațiilor de turbine cu gaze, cu răciri și încălziri intermediare

Instalatia de turbine cu **gaze**, a cărei schemă de principiu este **reprezentată** în **fig.2.10**, reali/ rază procesul de comprimare în trei **compresoare** (c_1, c_2, c_3), între care sunt intercalate două **răcitoare** intermediare (r_1 și r_2), **destinderea**, în trei turbine (t_1, t_2, t_3), fiecare din ele fiind precedate de câte o cameră de ardere (ca_1, ca_2 și ca_3), iar schimbătorul de căldură *R* **asigură** o recuperare parțială a căldurii conținută de gazele arse evacuate din turbina de joasă presiune t_3; ciclul real de funcționare a acestei **instalații** este reprezentat **în** fig. 2.1*i*.

Compresorul c_1 aspiră aer atmosferic și îl comprimă **politropic** (*1-2'*), după care, în **răcitorul intermediar** r_1, aerul este **supus** unei răciri izobare (*2'-1'*), între comprimările **politropice** (*7'-2"*) și (*1"-2*), care au loc în **compresoarele** de medie și înaltă presiune, c_2 și c_3, este intercalată răcirea intermediară (*2"-1"*) care se desfășoară izobar, în răcitorul r_2. Aerul pătruns în recuperatorul *R* se încălzește izobar până la starea corespunzătoare punctului 5 din diagrama *T-s*, în **timp** ce gazele **arse**, evacuate din turbina de joasă presiune, în **prerecuperator** se răcesc la presiune constantă (*4-6*).

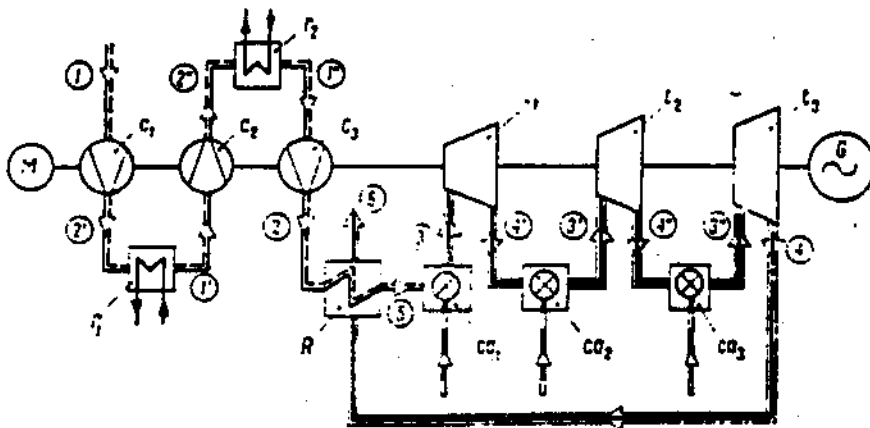


Fig. 2.10. Schema de principiu a instalației de turbine cu gaze, cu încălziri și răciri intermediare și cu recuperare de căldură parțială:
c_1, c_2, c_3 - compresor de joasă, medie și înaltă presiune; *R* - recuperator de căldură; r_1, r_2 - răcitoare de aer; t_1, t_2, t_3 - turbină cu gaze de înaltă, medie și joasă presiune; ca_1, ca_2, ca_3 - camere de ardere; *M* - motor de pornire; *G* - generator electric.

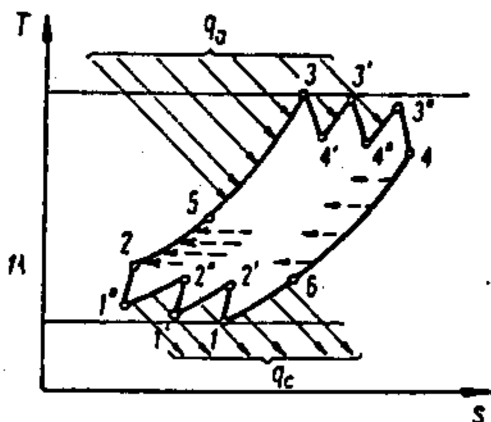


Fig. 2.11. Ciclul de funcționare real al instalațiilor de turbine cu gaze, cu încălziri și răciri intermediare.

În camera de ardere ca_1 are loc arderea combustibilului în prezența aerului evacuat din recuperator, reprezentată în ciclul de funcționare din fig. 2.11 prin încălzirea izobară (*5-3*): gazele arse rezultate din ardere se destind politropic în turbina de înaltă presiune (*3-4'*) și apoi, în camera ca_2 sunt supuse încălzirii intermediare (*4'-3'*). După alte două destinderi politrope (*3'-4''*) și (*3''-4*) în turbinele t_2 și t_3, între care este intercalată încălzirea izobară (*4''-3''*) în camera de ardere ca_3, gazele de ardere pătrund în recuperatorul de căldură al instalației, din care sunt evacuate în atmosferă.

Ciclul de funcționare real este cu atât mai apropiat de cel teoretic, izotermic, cu cât numărul răcirilor și încălzirilor intermediare este mai mare. Complicațiile constructive, precum și pierderile de presiune care se înregistrează în răcitoare și în conductele de legătură, limitează, pentru majoritatea instalațiilor, numărul treptelor la 2...3.

2.3. Părțile componente ale instalațiilor de turbine cu gaze

2.3.1. Turbina cu gaze

Turbinele cu gaze, constructiv asemănătoare celor cu abur, sunt mai simple decât acestea datorită numărului mai mic de trepte și lipsei ventilelor de reglare.

Funcțional, turbina cu gaze se deosebește de cea cu abur prin solicitarea termică puternică a paletelor, cauzată de temperaturile ridicate ale gazelor arse (fig. 2.12). Din acest motiv. răcirea paletelor are un rol important în buna funcționare a turbinei.

Sistemele de răcire cu apă prezentând complicații din cauza garniturilor de etanșare și a vaporizării apei între piesele fixe și mobile ale turbinei, răcirea cu aer a paletelor este cea care a căpătat o largă răspândire la toate tipurile de turbine cu gaze.

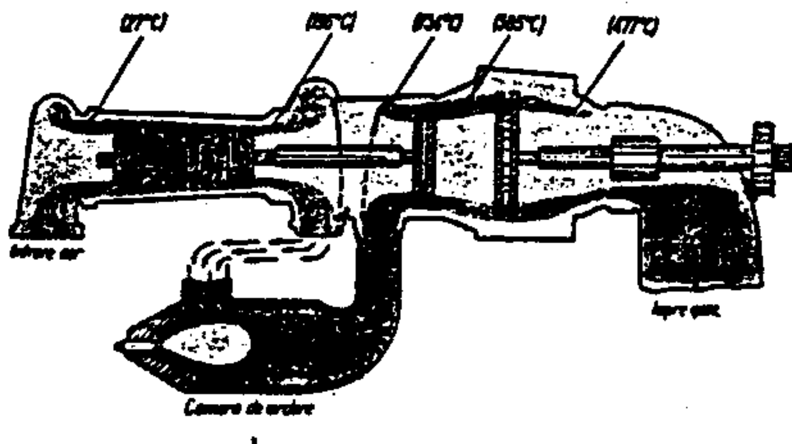


Fig. 2.12 Schema fluxului termic al gazelor care străbat o instalație de turbină cu gaze

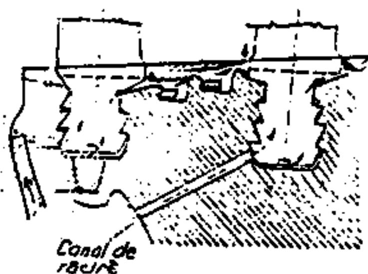


Fig. 2.13 Răcirea exterioară a paletelor mobile și a piciorului paletelor fixe ale turbinelor cu gaze



Fig. 2.14 Paleta unei turbine cu gaze, confecționată din tablă de oțel, cu canale de răcire din tablă ondulată

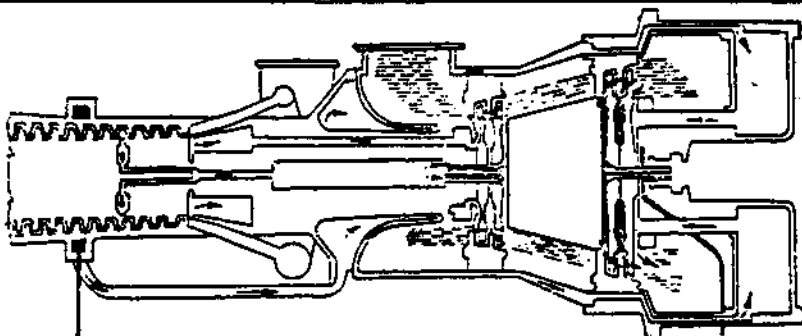


Fig. 2.15 Răcire combinată, exterioară și interioară, pentru o instalație de turbină cu gaze

Efectuându-se cu aer preluat din conducta de refulare a compresorului, răcirea cu aer a paletelor se poate realiza sub formă de:

-*răcire exterioară* (fig. 2.13), la care aerul se prelinge în lungul suprafețelor exterioare ale rotorului:

-*răcire interioară*, care constă din introducerea aerului în interiorul arborelui, de unde, prin niște canale radiale este dirijat spre canalele interioare practicate în palete (fig. 2.14), cărora le asigură astfel răcirea;

-*răcire combinată, exterioară și interioară*, prezentată în fig. 2.15 pentru turbina cu gaze pentru care în fig. 2.17 este redată schema fluxului termic al gazelor care parcurg instalația.

Paletele turbinelor cu gaze (fig. 2.16) se execută din aliaje speciale, rezistente la temperaturi ridicate (tab. 2.2), prin forjare, sau prin turnare în forme cu modele fuzibile și mai rar, prin frezare. Sistemele adoptate pentru prinderea paletelor sunt similare celor utilizate în construcția turbinelor cu abur (cap. 1).

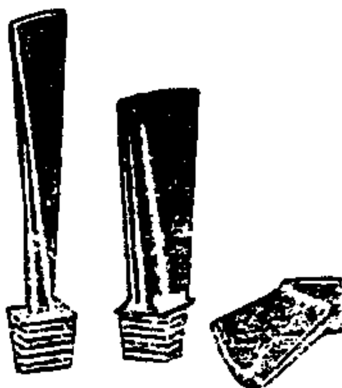


Fig. 2.16 Forma paletelor mobile ale turbinei cu gaze

2.3.2. Compresorul de aer

Compresorul, necesar alimentării cu aer a instalației la presiunea corespunzătoare funcționării acesteia, este tipul turbocompresor, acționat de către turbina cu gaze, fie prin cuplare directă (fig. 2.17), fie prin intermediul unor multiplicatoare de turație.

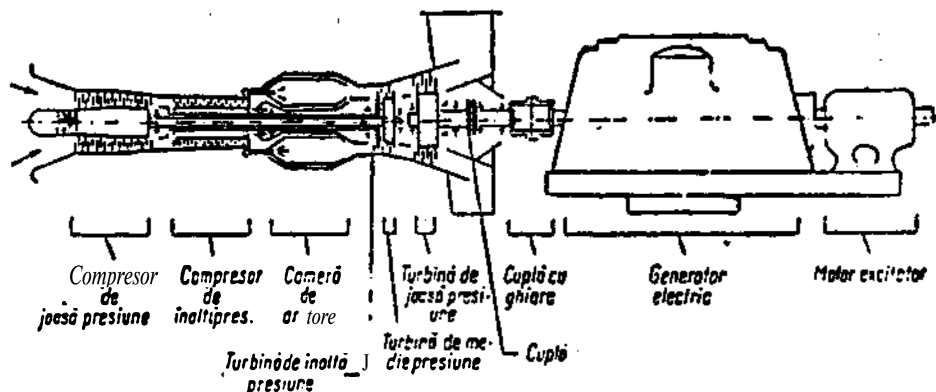


Fig. 2.17 Părțile componente ale unei instalații de turbină cu gaze de 9 MW

Tabelul 2.2 Aliaje speciale pentru confecţionarea paletelor la turbinele cu gaze

Aliajul	Compoziţia chimică [%]														Coeficientul de dilatare intre 0 °i 1000 °C	Temperatura maximă de utilizare [°C]
		C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	W	Co	Ti	Nb	Alte elemente		
Ei - 123	-	0,15/0,25	n/2,3	0,4/0,8	0,03	0,03	14/16	12/14		1,8/2,2	-	0,5/1,5	•	-	18	650
Ei - 405	•	0,12	0,8/1,0	0,3/0,5	0,03	0,025	14/16	12/14	2,5/3,5	-	-	-	0,8/1,2	•	-	650
4X14H14B2M (EI - 69)	•	0,4/0,6	0,3/0,6	0,7	0,03	0,03	13/15	13/15	0,25/0,40	2,00/2,75		0,3	-	-	18	700
23X13H	•	0,2	1,0	2,0	0,035	0,03	22/25	12/15	-	•	-	0,15/0,25	-	-	18,6	700
1X18HT (IAIT)	-	0,12	0,8	2,0	0,03	0,035	17/20	8/11	-	-	•	0,8	-	-	18,2	700
Nimonic 80 A	0,5	0,04	-	-	-	•	20	75	-	-	•	2,4	•	A/2	15,1	735
Nimonic 90 A	0,5	0,04	•	-	•	-	20	55	•	-	20	2,4	•	A/2	-	815
Vitaliun	2,0	0,2	•	-	•	-	28	2	6	-	62	-	-	•	14,1	980
J	2,3	0,7	-	•	•	-	23	6	6	•	60	-	•	T/2	-	980
S - 816	4,0	0,4	-	-	-	-	20	20	3,5	4	44	-	4	-	15,9	980
M-252	•	0,1	-	-	•	•	20	50	10	-	10	-	2,5	Al 0,75 Mn 0,7 Si 1,0	-	-

Compresoarele centrifuge (fig. 2.18) şi **(2.19),** de construcţie simplă şi de dimensiuni **reduse,** au randamente relativ **reduse** (75%); sunt folosite la agregatele de supraalimentare la motoarele navale.

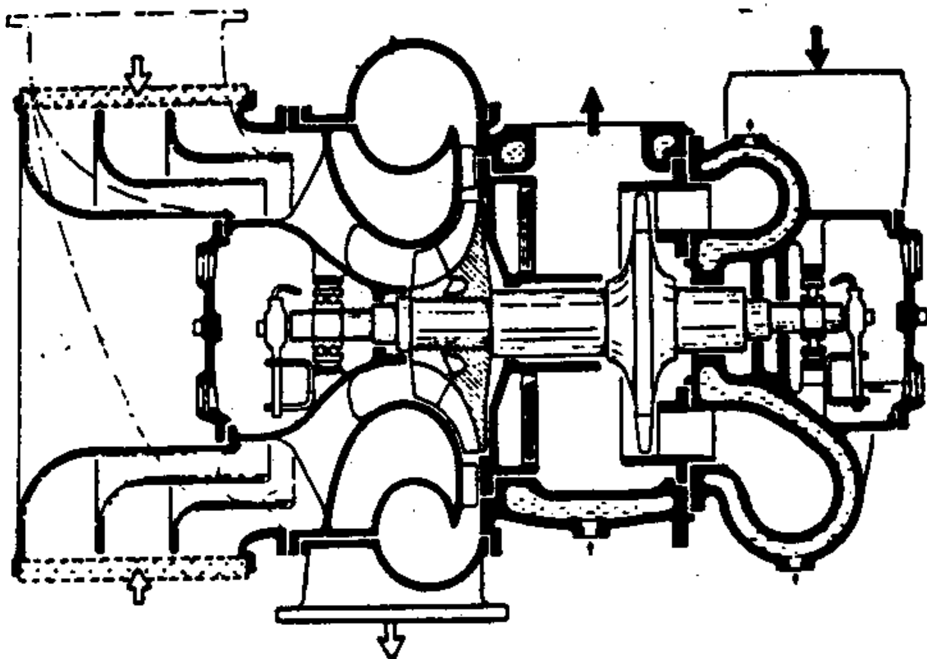


Fig. 2.18. Agregatul de supraalimentare pentru motoare tip DOXFORD
1-**filtru** de aer, *2*-. compresor **centrifugal;** *3*- turbină cu gaze;

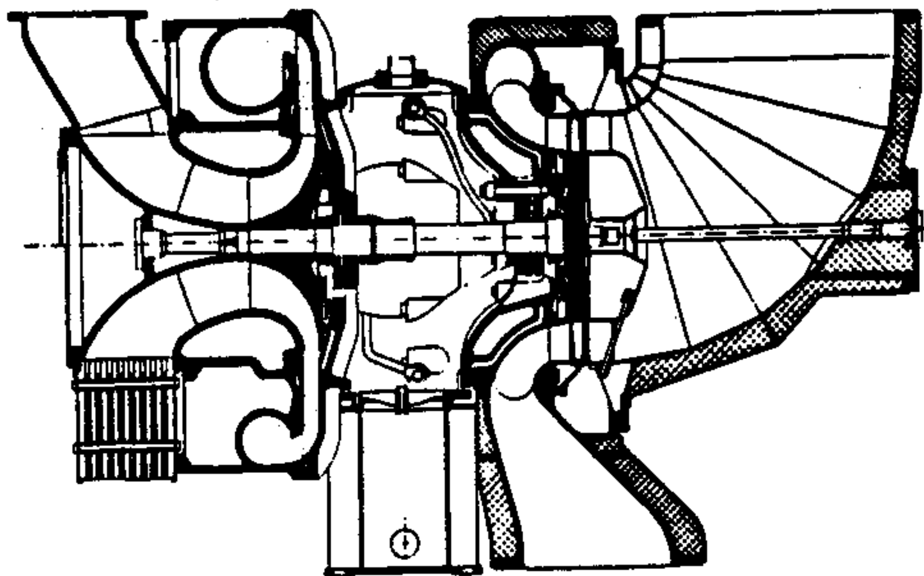


Fig. 2.19. Agregat de supraalimentare pentru motoare **MAN**
1-**filtru** de **aer;** *2*-. compresor **centrifugal;** *3*- turbină cu gaze;

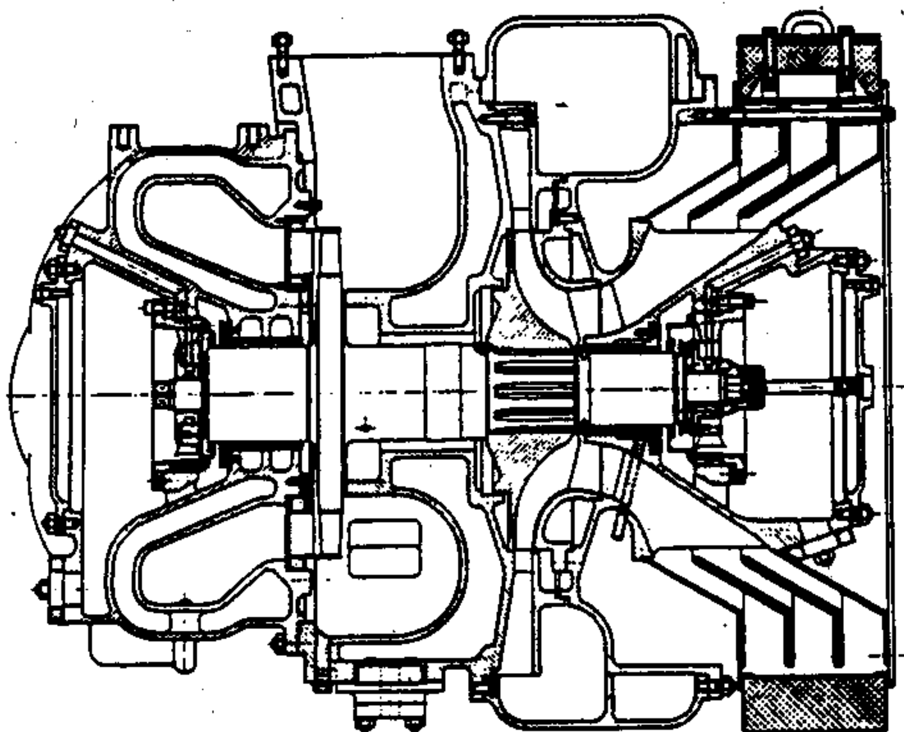


Fig. 2.20. Agregatul de supraalimentare pentru un motor în patru timpi
1-filtru de aer; 2-. compresor centrifugal; *3*- turbină cu gaze;

2.3.3 Camera de ardere

Camera de ardere este partea din instalație în care energia chimică a combustibilului se transformă în energie termică a gazelor de ardere rezultate, a căror temperatură se reduce, prin amestecare cu aer suplimentar introdus, până la valoarea necesară alimentării turbinei. Realizarea constructivă a camerelor de ardere (clasificate în tabelul 2.3), de care depinde funcționarea sigură și economică a instalației, trebuie să îndeplinească următoarele condiții principale: aprindere sigură și simplă a combustibilului; ardere, cu flacără cât mai scurtă, stabilă în întreg domeniul de utilizare; răcire corespunzătoare a tuturor părților ei componente; rezistență aerodinamică cât mai redusă; randament cât mai ridicat și dimensiuni cât mai reduse.

în camera de ardere în echicurent, combustibilul este introdus printr-un injector, în cazul combustibililor lichizi, sau arzător, la cei gazoși sau solizi pulverizați, iar aerul de ardere este turbionat printr-un sistem de palete directoare, pentru realizarea unui amestec cât mai omogen aer-combustibil. Lungimea camerei de ardere, respectiv volumul ei, se determină în așa fel, încât timpul de trecere al particulelor de combustibil prin camera de ardere să fie suficient pentru realizarea oxidării complete, adică viteza de deplasare a gazelor să fie inferioară celei de propagare a flăcării.

Tabelul 2.3 **Clasificarea camerelor de ardere**

Criteriul de clasificare	Tipul de cameră de ardere	**Particularități**
Felul combustibilului	Cu combustibil lichid	Combustibilul este pulverizat în camera de ardere prin intermediul injectoarelor
	Cu combustibil gazos	Camera de ardere este echipată cu arzătoare, prin care este introdus combustibilul.
	Cu combustibil solid pulverizat	Particulele de combustibil pătrund în camera de ardere, în suspensie într-un curent de aer.
Direcția și sensul de introducere a aerului și a combustibilului	în echicurent	Aerul și combustibilul se introduc în camera de ardere în direcție axială și în același sens.
	în contracurent	Circulația aerului în secțiunea inelară dintre tubul central și manta, se face în direcția axială șt în sens invers față de gazele arse.
	Unghiulară	Introducerea erului perpendicular pe direcția de mișcare a gazelor arse, asigură o amestecare bună a aerului cu combustibilul
	Ciclon	Îmbunătățirea amestecării aeruluui cu combustibilul se realizează prin introducerea tangențială a aerului în camera de ardere
Realizarea constructivă	Individuală	Camera de ardere este tubulară
	Inelară	Arderea are loc în spațiul inelar dintre tubul central și manta

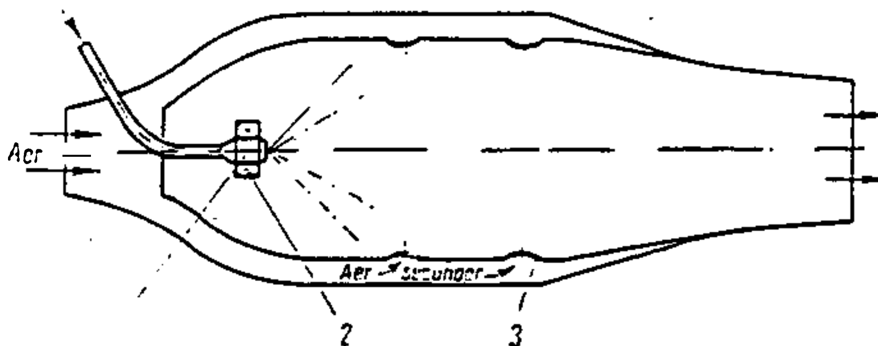


Fig. 2.21. Schema de principiu a camerei de ardere în echicurent:
1-injector; *2*-palete directoare; *3*-orificii pentru pătrunderea aerului secundar.

Principalele caracteristici ale camerelor de ardere (tab. 2.4) sunt:

-*încărcarea sau solicitarea termică* reprezintă raportul dintre căldura orară Q_h, dezvoltată prin arderea combustibilului și volumul camerei de ardere:

$$v_{CA} = \frac{Q_h}{V_{CA}} \left[\frac{kJ}{m^3 \cdot h}\right]; \qquad (2.16)$$

-*intensitatea* ***termică***, intensitatea fluxului termic din spaţiul camerei de ardere, dependentă de Q_h, de viteza axială medie *w* a gazelor şi de debitul de aer L introdus în camera de ardere:

$$\mu_{CA} = \frac{3600 Q_h}{L} w \left[\frac{kJ}{m^2 \cdot h}\right]. \quad (2.17)$$

având valori de 126...630 GJ/m²h, în cazul camerelor de ardere din instalaţiile energetice corespunzătoare unor viteze w=25m/s;

Tabelul 2.4 **Clasificarea** camerelor **de** ardere

Camera de ardere	**Temperatura** aerului [°C]	Presiunea **iniţială** [bar]	Pierderi **de** presiune **[%]**	**Solicitarea** termică a camerei de **ardere** **[GJ/m²h]**	Combustibil **utilizat**	Coeficientul **de exces de** aer α	**Debitul** de căldură al **camerei** de **ardere** [CJ/h]
Cilindrică	-	3.8	-	83,7	păcură	**1,6...2**	până la 37,7
	200	**4,2**	1,6	până la 83,7	**motorină**	-	87,9
	400	4,1	**1,9**	până la **92,1**	motorină	1.8	**25,1**
Unghiulară	**250**	6,4	0,6	până la 94,1	**motorină**	-	-
Inelară	220	**3,1**	**8,5**	-	motorină	-	51.9

-***stabilitatea*** *şi capacitatea de reglare a camerei de* ***ardere***, obţinute prin măsuri constructive speciale, exprimă posibilitatea de realizare a arderii stabile, în limitele de variaţie a cantităţii de combustibil admise;

-***căderea*** *de presiune din camera de* ***ardere***, datorată prezenţei paletelor directoare şi şocurilor produse la amestecarea gazelor de ardere cu aerul **suplimentar**;

-*randamentul termic al camerei de* ***ardere***, dependent atât de pierderile prin ardere **incompletă**, cât şi de cele ale suprafeţelor ei exterioare, prin radiaţie şi convecţie **termică**, are valori, la **construcţiile** moderne, de **0,97...0,98**. Fiind supuşi unor solicitări termice mari, pereţii camerelor de ardere se confecţionează din oţeluri refractare, răciţi în exterior de aerul secundar care îi **scaldă**. Figura 2.22 prezintă în secţiune, o **cameră** de ardere verticală în **contracurent**, iar figura 2.23, o **cameră** de ardere ciclon.

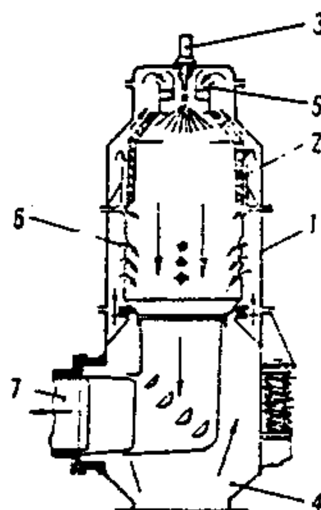


Fig. 2.22. Cameră de ardere verticală în contracurent: **1-manta exterioară**; **2-tub refractar**; **3-injector**;**4-racord** pentru **admisia** aerului: **5-paletele** directoare ale aerului **primar**; **6-orificii** pentru pătrunderea aerului **secundar**; **7-racord** de evacuare.

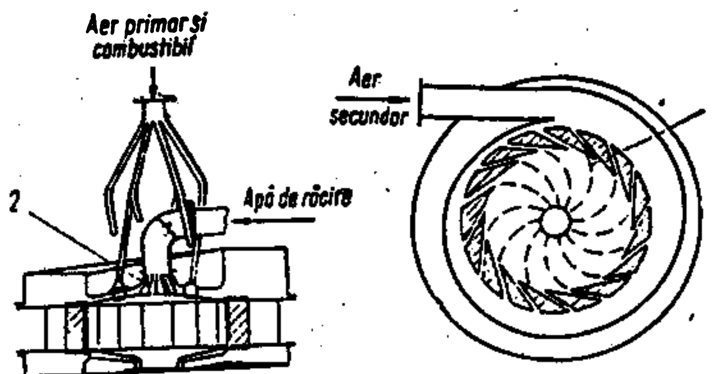


Fig. 2.23. Cameră de ardere ciclon:
1-paletă directoare; 2-nervuri de răcire.

În scopul obținerii unui amestec corespunzător și a unei arderi uniforme și stabile, camerele de ardere pentru combustibili lichizi, se pot realiza de tipul, cu vaporizare prealabilă arderii combustibilului.

În fig. 2.24 se prezintă două posibilități de injectare a combustibilului în curentul de aer: în sensul acestuia, sau în sens invers.



Fig. 2.24. Cameră de ardere cu injectarea combustibilului:
a – în sensul curentului de aer; b – în sens opus curentului de aer

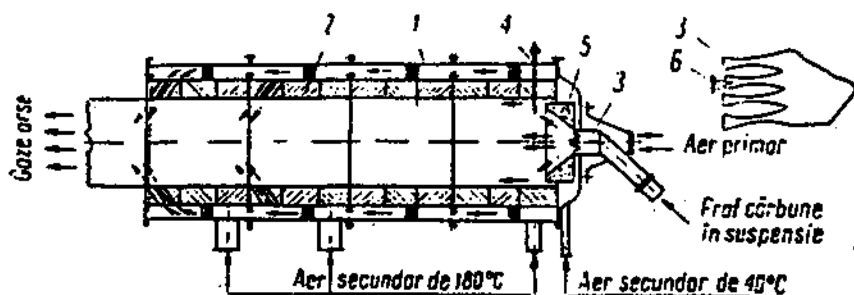


Fig. 2.25 Cameră de ardere cu cărbune pulverizat:
1-manta exterioară; 2-căptușală refractară; 3-rețea de ajutaje pentru combustibilul pulverizat în suspensie; 4-sursă de aprindere; 5-căptușală din beton; 6-injector auxiliar cu combustibil lichid, pentru amorsarea arderii.

Asemănătoare celor cu combustibil lichid, camerele de ardere cu combustibil gazos au sistemul de omogenizare a amestecului aer-combustibil constructiv mai simplu.

Camera de ardere în figura 2.25 este destinată utilizării prafului de cărbune.

Aceste camere de ardere sunt urmate de baterii multiciclon pentru reținerea cenușii, in scopul reducerii efectului **eroziv** asupra paletelor turbinei.

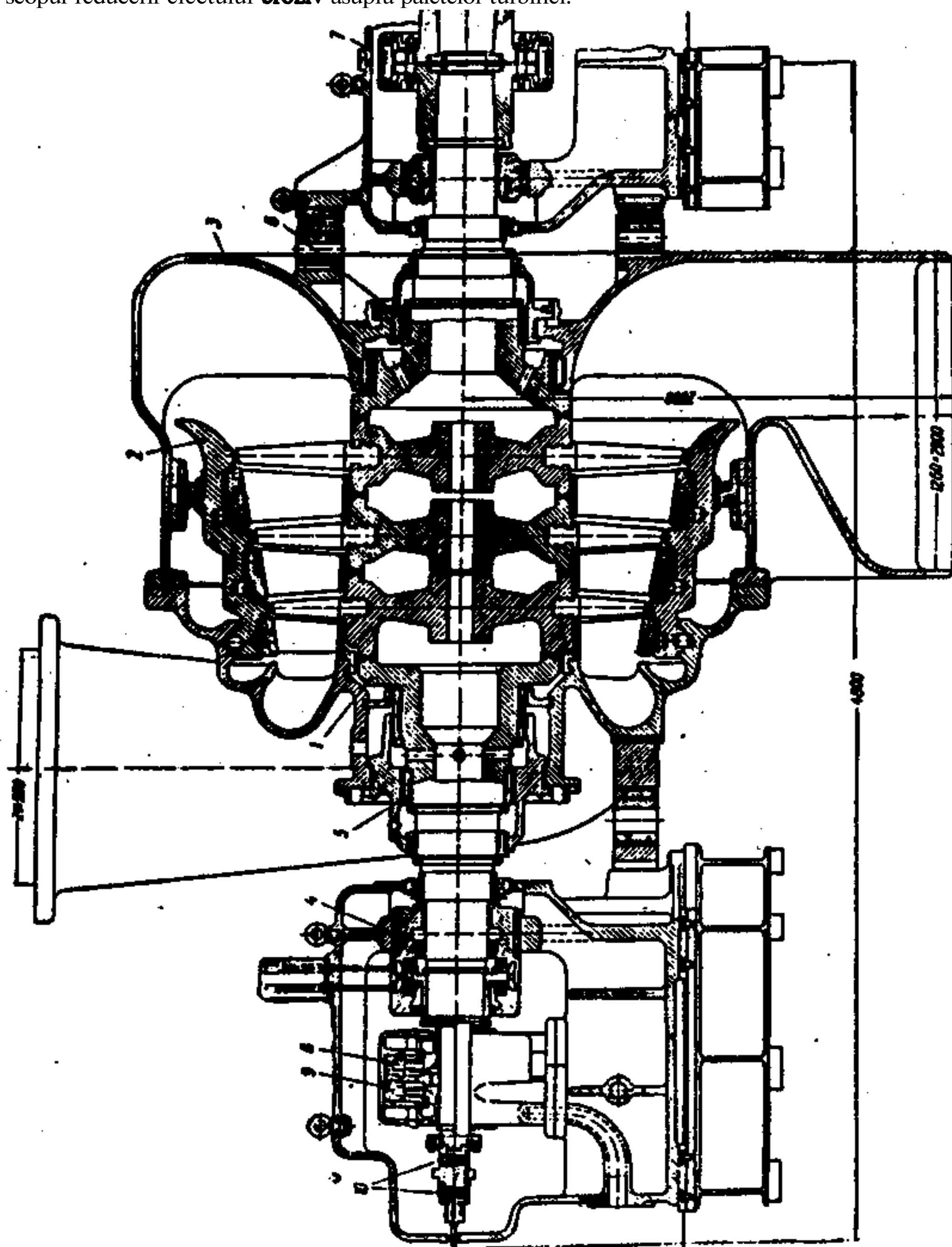


Fig. 2.26. Secțiune printr-o turbina cu gaze de **joasă presiune LMZ**
1-**rotor**; 2- batiu; *3*- racord de evacuare; **4- lagăr**; *5.6* –**labirinți**; 7- **cuplaj elastic**; **8**- pompa sistemului de ungere; 9- **pompă** de ulei pentru sistemul de reglare.

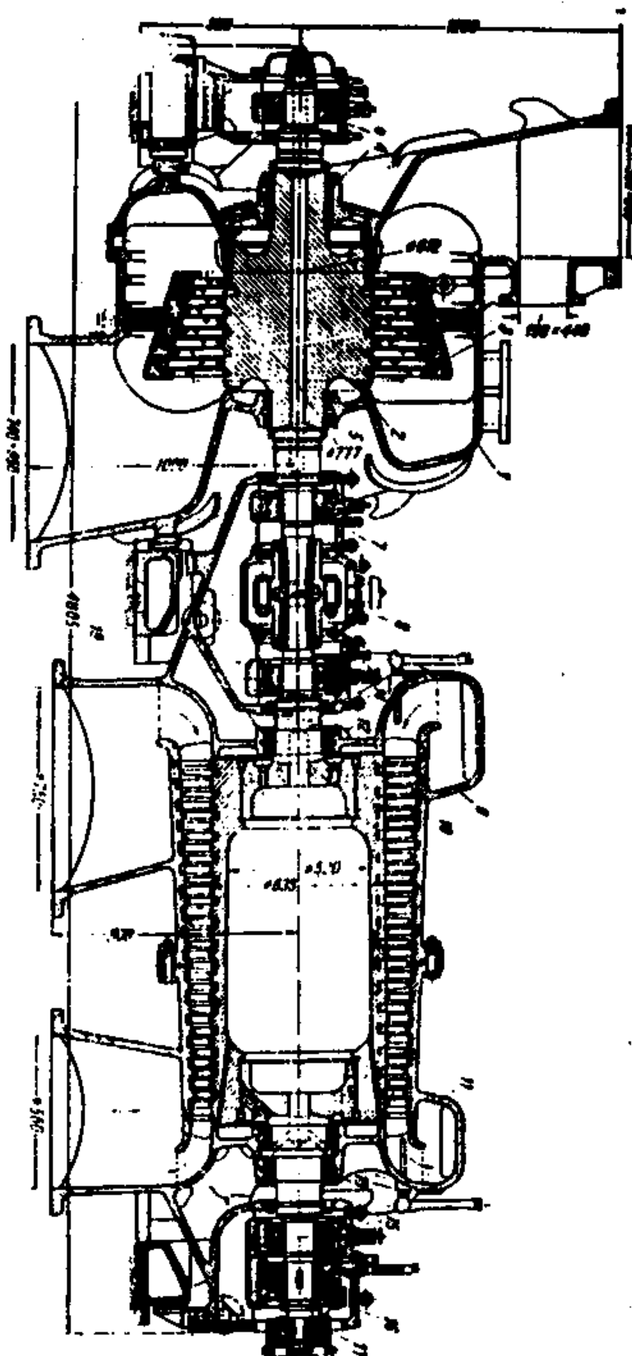


Fig.2.27. Turbina cu gaze NZL de 1500 kW la 5000 rot/min

1-**carcasă**; *2*- rotor, *3*- cadru; *4,5* –**labirinţi** pentru turbină; ***6,7*** **–lagăre**;***8***-**cuplaj**;*9*- **compresor axial**; ***10***-**rotorul** compresorului; ***11***- difuzorul compresorului; ***12,13***- **labirinţi** pentru compresori; ***14,15***- lagăre **compresor**; *16*- lagăr axial; *17*- cuplaj dinţat; *18,19*- batiu turbină.

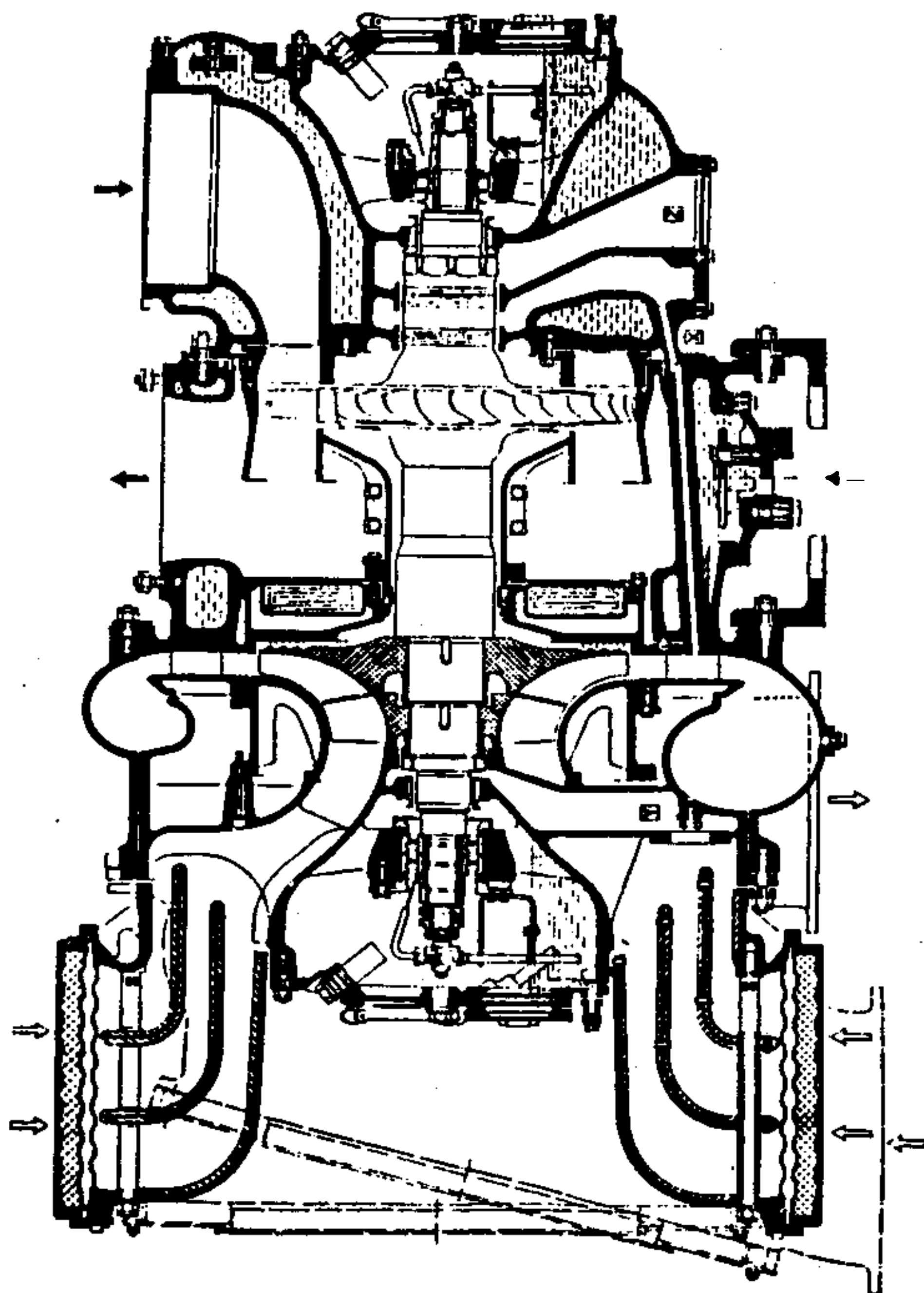


Fig.2.28 Turbosuflantâ Brown Boveri
1-**compresor;***2*-**turbinǎ** cu **gaze;***3*-**intrare gaze;***4* -ieșire gaze; *5*-**intrare** aer, *6*-**ieşire** aer

Bibliografie

[1]. B. Popa, C. Vintilă — Termotehnică și mașini termice, Editura Didactică și Pedagogică, București 1977

[2]. B. Popa, L Carabogdan — Manualul inginerului termotehnician, vol. II, Editura Tehnică, București 1986

[3]. S. Petrescu, Dan Ștefănescu, ș.a. — Termotehnică și mașini termice, Editura Didactică și Pedagogică, București 1978

[4]. Titus Grecu, M. Cârdu, I. Nicolau — Turbine cu abur, Editura Tehnici București 1996

[5]. Gavril Crețа — Turbine cu abur și cu gaze, Editura Didactică și Pedagogică, București 1981

[6]. I. V. Inozemțev — Motoare termice, Editura Tehnică, București 1955

3

POMPE . CONDUCTE. ARMĂTURI. GARNITURI

3. 1. Generalități

Mecanismele și instalațiile auxiliare de bord constituie parte componentă a utilajului tehnologic de la bordul navelor maritime și fluviale, aflându-se în funcționare continuă sau intermitentă pe toată durata de exploatare a navei.

Mecanismele și instalațiile hidraulice și pneumatice au rolul de a asigura printr-o funcționare corespunzătoare calitățile nautice ale navelor și de exploatare precum și condițiile de confort necesar echipajului pentru desfășurarea activității la bord. Mecanismele și instalațiile hidro-pneumatice de la bordul navei sunt supuse în permanentă agenților de lucru din instalații pe de o parte și diferiților agenți atmosferici, factori ce supun materialul de construcție în special fenomenului de coroziune. Mecanismele hidraulice trebuie să mai asigure buna funcționare a instalațiilor ce au rolul de a asigura protecția navei pe toată durata exploatării sale în marș și în staționare împotriva pericolului de scufundare și a incendiilor ce pot avea loc la bord.

3.2. Fluide utilizate la bordul navelor

Fluidul	Clasificare		Utilizare
Apă	de peste bord	de mare	- răcirea uleiului - răcirea apei din circuitul închis; - răcirea aerului de baleiaj: - distilatorul de apă tehnică: - stins incendiu etc.
		de fluviu	- răcirea uleiului: - răcirea apei din circuitul închis: - răcirea aerului de baleiaj: - stins incendiu etc.
	tehnică		- circuitele de răcire ale motoarelor auxiliare: - circuitele de răcire ale motorului principal: - caldarinele (recuperatoare și cu arzător) - încălzire; etc.

Apă	potabilă	- preparatul hranei; - consum; - spălat; etc.
	marin greu	- motorul principal şi caldarina cu arzător;
Combus- tibil	diesel marin	- motorul principal şi caldarina cu arzător;
	motorină	- motoarele auxiliare şi caldarina cu arzător.
Ulei		- ungere mecanism motor (pentru **motor** principal); - ungere motoare auxiliare; - ungere **compresoare;** - ungere **turbosuflante;** - acţionări hidraulice, etc.
Agenţi **frigorifici**		- în instalaţiile frigorifice; - în instalaţiile de condiţionare.
Aer comprimat		- lansare motor principal; - lansare motoare auxiliare; - nevoi gospodăreşti; - acţionări **pneumatice.** etc.
Abur		- încălzire; - **acţionări** cu abur; - stins **incendiu.** etc.
Gaze de ardere		- acţionarea turbinelor de gaze; - agenţi pentru **caldarina** recuperatoare; - gaze inerte.

3.3. Clasificarea generatoarelor hidraulice.

Pompe volumice	cu piston	- cu simplu efect - cu dublu efect
	rotitoare	- cu angrenaje - cu pală oscilantă (**culisantă)** - cu inel de lichid
	elevatoare	- cu lanţ şi cupe - cu şurub - vibratoare **electromagnetice**
Turbo pompe	centrifuge	- **monoetajate** - **bietajate** - **multietajate** - în simplu flux - în dublu flux
	elicoidale	- diagonale normale - diagonale rapide (**Deriaz)** • axiale normale - Kaplan - Bulb
Pompe cu jet	- **cu** jet de apă - cu jet de abur sau aer	

Generatoarele hidraulice, **denumite** curent pompe, **transformă** energia mecanică primită la arbore în **energie hidraulică**, în scopul vehiculării unui fluid.

Transformarea energiei se face conform relației:

$$E_h = \eta_p \cdot E_m \tag{3-1}$$

în care: E_h - energia hidraulică:
E_m - energia mecanică:
η_p - randamentul de transformare sau randamentul pompei.

3.3.1. Pompele volumice

Pompele **volumice** sunt mașini în care au loc deplasări periodice ale unor volume de lichid dinspre aspirație către **refulare**, cu creșterea corespunzătoare a presiunii. Ele sunt caracterizate prin deplasări reduse fluidului față de organele active ale raașiπii(rotor, piston, **membrană**, etc.) iar debitul variază **puțin** cu **înălțimea** de pompare. Caracteristică acestor mașini este **prezența** unor organe de închidere (clape, supape, bile): acestea în timpul **funcționării**, închid spații prin care este transportat fluidul din camera de aspirație în camera de refulare. **Pompele volumice** au următoarele utilizări:

- pompa cu ulei de lichid se utilizează pentru realizarea vacuumului în **instalațiile** de **amorsare** a **pompelor**;
- pompa cu angrenaje se folosește pentru realizarea presiunii de ulei la instalațiile de acționări hidraulice etc.
- pompa Alwailler (**cu** pantă oscilantă) se utilizează pentru goliri etc.

3.3.2. Pompele hidrodinamice

Pompele hidrodinamice (**turbopompele**) sunt mașini în care **transfor-marea** de energie are loc datorită **interacțiunii** dintre palete și fluid (prin modificarea momentului **cantității** de mișcare): sunt caracterizate prin viteze mari ale fluidului **față** de organele active ale mașinii, iar debitul variază cu înălțimea de pompare. La **turbopompe** procesul transformărilor energetice începe odată cu intrarea fluidului în rotor, pentru ca la ieșire energia cinetică a fluidului să fie maximă: procesul continuă în stator și în camera **spirală**, astfel încât la **flanșa** de refulare fluidul să aibă preponderent energia potențială.

3.3.3. Pierderile în pompe

Pentru a-și îndeplini **misiunea**, pompa trebuie cuplată la o sursă de energie **stereomecanică** (de exemplu motor electric) **,care** transmite la arborele pompei puterea:

$$P = M \cdot \omega \text{ kW} \tag{3-2}$$

M [KN · m] - momentul transmis la arbore: ω [rad / s] - viteza unghiulară a arborelui

dar: $$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad \frac{rd}{s} \tag{3-3}$$ unde n [rot / min] - turația arborelui

deci: $$P = M \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \tag{3-4}$$

Prin organul său activ pompa transmite energie **curentului** lichid care o **traversează**, valorificând sub formă de putere hidraulică cea **mai** mare parte a puterii primită de la arbore, aceasta fiind puterea utilă realizată de **pompă**

$$P_u = \rho \cdot g \cdot \dot{V} \cdot H \cdot 10^{-3} \text{ kW} \tag{3-5}$$

unde : ρ [kg / m^3] - densitatea lichidului pompat: g [m / s^2] - accelerația gravitațională

$\dot{V}$ [m³/ s] - debitul real furnizat de pompă: H [m] - înălțimea de pompare în cursul convertirii energiei stereomecanice în energie hidraulică au loc și transformări ireversibile de energie termică, acustică etc. Datorită faptului că aceste disipări nu mai pot fi recuperate în mod curent în tehnică, ele poartă denumirea de pierderi. În tabelul 3.1.sunt prezentate disipările de energie pe baza cărora sunt definite pierderile mecanice, pierderile hidraulice precum și pierderile volumice de care trebuie să se țină cont în definirea și determinarea randamentului mecanic, hidraulic și volumic al pompei

Randamentul total al pompei se obține făcând produsul randamentelor mecanic, hidraulic și volumic.

Tabelul 3. J. **Pierderile în pompe**

P_m pierderi mecanice	- frecări în lagăre; - frecări în cutiile de atmosfere: - prin ventilație;	$\eta_m = \frac{\rho \cdot g \cdot \dot{V}_t \cdot H_t}{M \cdot \omega}$
P_h pierderi hidraulice	- frecarea și ciocnirile dintre particule; - frecări dintre fluid și pereții canalului; - variații de direcție și secțiune:	$\eta_h = \frac{\rho \cdot g \cdot \dot{V}_t \cdot H}{\rho \cdot g \cdot \dot{V}_t \cdot H_t}$
P_v pierderi volumice	- etanșări imperfecte dintre organele fixe și cele mobile: (o parte din lichid se reîntoarce în zona de aspirație)	$\eta_v = \frac{\rho \cdot g \cdot \dot{V} \cdot H}{\rho \cdot g \cdot \dot{V}_t \cdot H}$

$\dot{V}_t$ [m³/s] - debitul volumic teoretic

H_t [m] - înălțimea teoretică de refulare

Randamentul total se obține făcând produsul randamentelor parțiale:

$$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot \dot{V}_t \cdot H_t}{M \cdot \omega} \cdot \frac{\rho \cdot g \cdot \dot{V}_t \cdot H}{\rho \cdot g \cdot \dot{V}_t \cdot H_t} \cdot \frac{\rho \cdot g \cdot \dot{V} \cdot H}{\rho \cdot g \cdot \dot{V}_t \cdot H} = \eta_m \cdot \eta_h \cdot \eta_v \quad (3\text{-}6)$$

3.4. Pompe cu piston

3.4.1.Generalități

Pompele cu piston fac parte din categoria mașinilor volumice, în care transformarea energiei mecanice în energia hidraulică se realizează păstrând energia cinetică a lichidului practic constantă, din care cauză mașinile volumice se mai numesc și mașini hidrostatice. În aceste mașini, transportarea lichidului dintr-o cavitate în alta se realizează prin echivalarea volumelor, fiind caracteristică prezența organelor de închidere (supape, dinții roților dințate, clapete, bile etc.), care în timpul funcționării închid spații în interiorul cărora este transportat lichidul în mașină, de la intrare la ieșire.

Pompele cu piston sunt mașini hidraulice în care fluidul de lucru este pus în mișcare prin deplasarea rectilinie alternativă, în corpul pompei, a unui piston. Sensul mișcării pistonului se schimbă periodic, astfel încât la capetele cursei viteza sa este nulă

(puncte **moarte)**, iar mişcarea imprimată lichidului este **pulsatorie.**

După modul în care se comandă mişcarea **pistonului**, pompele cu piston se clasifică în:
- pompe cu piston clasice
- pompe cu pistoane **radiale**
- pompe cu pistoane axiale

3.4.2. Clasificarea pompelor cu piston clasice:

a) După numărul de curse active la o cursă dublă **(o** rotaţie a **A.C):**
- pompe cu simplu efect **(cu** o singură faţă activă a pistonului);
- pompe cu dublu efect (cu ambele feţe active):
- pompe diferenţiale (care la aspiraţie se **comportă** ca o **pompă** cu simplu **efect**, iar la refulare ca o **pompă** cu dublu efect).

b) După tipul constructiv:
- pompe cu un singur **cilinrdu** (simplex):
- pompe cu doi cilindri în paralel (duplex):
- pompe cu trei cilindri în paralel **(triplex);**
- pompe **policilindrice;**

Pompele simplex sau **duplex** pot fi cu simplu sau cu dublu **efect**, iar pompele triplex sunt întotdeauna cu simplu efect.

c) După **poziţia cilindrilor:**
- pompe orizontale:
- **pompe** verticale:

d) După modul de acţionare:
- pompe cu acţionare **directă**, antrenate de o maşină cu abur sau aer comprimat:
- pompe acţionate de motoare rotative prin intermediul unui mecanism bielă- manivelă sau a unui excentric:

e) După natura fluidului vehiculat de pompă:
- pompă pentru amestec **apă-produse petroliere(** ulei, combustibil):
- pompă pentru apă (de mare, **tehnică**, potabilă):
- pompe pentru combustibil:
- pompe pentru ulei:

f) După viteza de deplasare a pistonului:
- pompe lente:
- pompe rapide:

Fată de **turbopompe**, pompele cu piston prezintă următoarele avantaje:
- pot asigura teoretic, o presiune de refulare oricât de mare:
- presiunea de refulare nu depinde de viteza pistonului, ea putând fi păstrată constantă la diverse debite:
- sunt **autoamorsabile;**
- **au** randament hidraulic ridicat, datorită disipaţiilor hidraulice mici.

Pompele cu piston prezintă dezavantajele **următoare:**
- au debit limitat datorită modului de mişcare al pistonului:
- sunt mai complicate **constructiv(** prezintă supape, pistoane, mecanisme **bielă-manivelă):**
- debitul este **pulsatoriu.**

3.4.3. Construcție și funcționare

3.4.3.1. Pompa simplex cu simplu efect

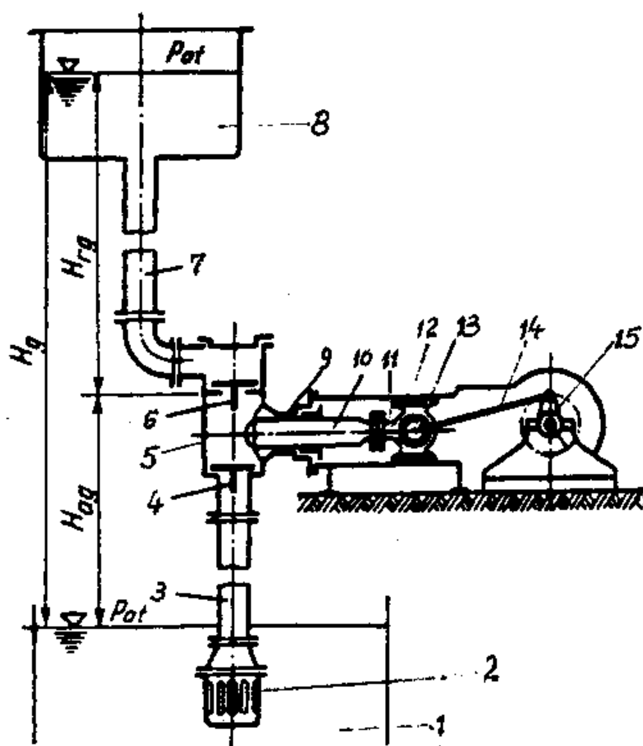


Fig. 3.1. Pompă cu simplu efect

1 - tanc aspirație; 2 - sorb; *3* - conductă de aspirație; *4* - supapa (clapetul) de aspirație;*5*- caseta supapelor (clapeților); *6*- supapa (clapetul) de refulare; 7 -conducta de refulare; 5- tancul de refulare; P- cilindru; *10*- piston; *//*- tija pistonului; *12* - glisiera capului de cruce;*13* - capul de cruce; *14* - biela; *15*- manivela.

Pistonul *10* execută o mișcare alternativă în cilindrul 9. La deplasarea pistonului către dreapta, în cilindru se crează o depresiune datorită căreia supapa de aspirație *4* se deschide permițând intrarea în pompă a lichidului din conducta de aspirație *3*. Aspirația durează toată perioada deplasării pistonului către dreapta. La deplasarea pistonului către stânga, datorită presiunii create de piston, supapa de aspirație *4* se inchide, iar supapa de refulare *6* se deschide, permițând trecerea lichidului în conducta de refulare 7. Apoi ciclul se repetă.

3.4.3.2. Pompa cu dublu efect

Pompa diferențială

La deplasarea pistonului către dreapta se deschide clapetul de aspirație 2 și se aspiră lichid în volumul V_1 care crește: se deschide și clapetul de refulare *6* permițând trecerea fluidului din volumul V_2, se deschide clapetul *3* de refulare și se refulează lichidul din volumul V_1 care se reduce.

D - diametrul pistonului

d - diametrul tijei pistonului

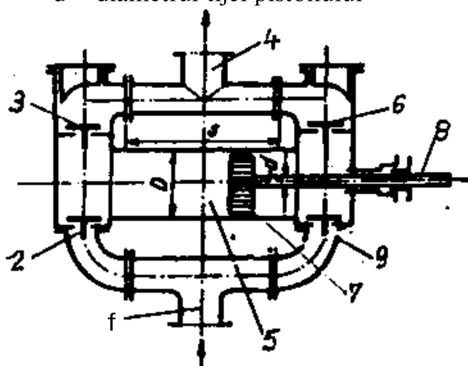


Fig. 3.2. Pompa cu dublu efect
1 - conductă de aspirație; 2 - clapet de aspirație; *3* - clapet de refulare; *4*- conducta de refulare ; *5*- cilindru; *6*- clapet de refulare; 7-piston; *8* -tija pistonului *9* - clapet de aspirație.

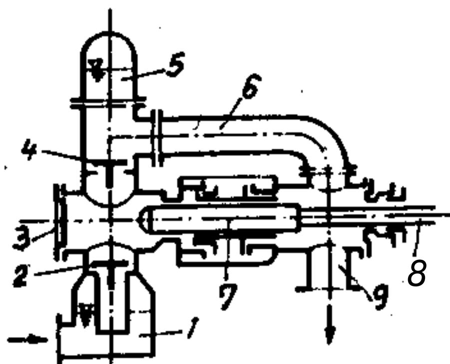


Fig. 3.3. Pompa diferențială
1 - conductă aspirație; 2- clapet de aspirație *3* - caseta clapeților; *4* - clapet de refulare; *5* - hidroforul de refulare; *6* - conductă de refulare; 7 - piston; *8* - tija pistonului; 9 - conducta de refulare.

- *Clapeții pompei cu piston*

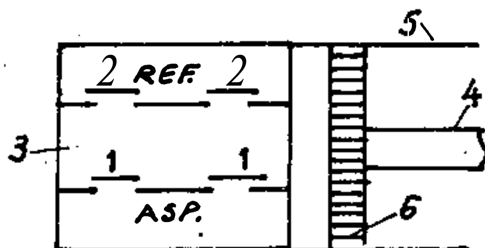


Fig. 3.4. Dispunerea clapeților la o pompă cu simplu efect
1 • clapeți de aspirație; 2 - clapeți de refulare; *3* - cutia cu clapeți; *4* - tija pistonului; *5* - cilindrul pompei; 5 • piston.

Deschiderea și închiderea conductelor de aspirație și refulare cât și reținerea lichidului în pompă este îndeplinită de clapeții pompei.

Clasificarea clapeților

a) După rolul pe care îl au sunt: clapeți de aspirație: clapeți de refulare; clapeți de reținere.

b) După felul acționării sunt: cu acțiune automată (autocomandare); cu acționare printr-un mecanism de distribuție.

c) După formă sunt: cu formă de talere; cu formă sferică; cu formă conică; cu formă inelară.

Cerințe ce se impun clapeților pentru buna funcționare a pompei:

- să separe ermetic cele două spații:
- să funcționeze fără șocuri:
- să deschidă și să închidă repede.

De regulă clapeții de aspirație și de refulare ai pompei sunt dispuși în așa numita cutie de clapeți, la care pe de o parte prinde tubulatura de aspirație, iar pe de altă parte tubulatura de refulare.

3.4.4. Parametrii pompelor cu piston

3.4.4.1. Presiunea maximă

Reprezintă cea **mai mare** presiune, la care pompa poate funcționa corect. Spre deosebire de pompele **centrifuge**, la cele volumice debitul și presiunea sunt mărimi independente. Oricât de mare ar fi presiunea în conducta de refulare, pompa debitează același volum de lichid. Pentru o exploatare corectă presiunea de lucru să fie 70 - 75 % din presiunea maximă.

3.4.4.2. Înălțimea de aspirație

Se calculează în același mod ca la pompele centrifuge.
Trebuie să se **țină seama** de presiunea din tancul de aspirație cât și de temperatura fluidului.

3.4.4.3. Debit, cilindree, randament volumic

Cilindreea reprezintă volumul refulat de pompă într-un ciclu
S [m] - cursa pistonului
D [m] - diametrul pistonului
d [m] - diametrul tijei pistonlui
n [rpm] - turația arborelui de antrenare
w [s^{-1}] - viteza unghiulară α arborelui de antrenare
v_s [m^3] - cilindree (volumul cursei pistonului)

$$v_s = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s; \quad m^3 \tag{3-7}$$

Viteza unghiulară:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad s^{-1} \tag{3-8}$$

La fiecare rotație se execută un ciclu (o refulare).
Debitul - volumul de lichid pe car îl furnizează pompa în unitatea de timp.
- debitul teoretic, în ipoteza pierderilor volumice nule.
V m^3/s - debitul real al pompei
V_p m^3/s - debitul pierdut

$$V_p = V_t - V \tag{3-9}$$

V_p - apare datorită următoarelor cauze:
- introducerea lichidului, prin jocuri, din zona de refulare în zona de aspirație;
- umplerea incompletă cu lichid, datorită unui debit insuficient pe conducta de aspirație sau a întârzierilor la închiderea și deschiderea supapelor;
- existența, uneori în zona de aspirație a unui amestec aer-lichid.

Debitul teoretic se calculează cu relația:

$$\dot{V}_t = V_s \cdot \frac{n}{60} \tag{3-10}$$

$$\dot{V}_t = V_s \cdot \frac{\omega}{2 \cdot \pi} \tag{3-11}$$

$$\dot{V}_t = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot \frac{n}{60} \quad (3\text{-}12)$$

$$\dot{V}_t = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot \frac{\omega}{2\pi} \quad (3\text{-}13)$$

Randamentul **volumic** poate fi **calculat** cu relația:

$$\eta_v = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_t} = \frac{\dot{V}_t - \dot{V}_p}{\dot{V}_t} \quad (3\text{-}14)$$

în cazul în care este necesară **funcționarea** pompei la **turație** de antrenare **constantă** dar la debite variabile se utilizează soluții **constructive** care să **permită modificarea** cilindreei în **timpul** funcționării.

3.4.4.4. Putere

Puterea teoretică absorbită de pompă este dată de produsul dintre debitul teoretic și de **diferența** de presiune la care lucrează pompa:

$$P_t = \Delta_p \cdot \dot{V}_t = \Delta_p \cdot V_s \cdot \frac{\omega}{2\pi} \quad (3\text{-}15)$$

care mai poate fi scrisă:

$$P_t = \Delta_p \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot s \cdot \frac{\omega}{2\pi} \quad (3\text{-}16)$$

3.4.4.5. Momente

Legătura dintre putere și moment fiind:

$$P_t = M_t \cdot \omega \quad (3\text{-}17)$$

rezultă:

$$M_t = \Delta_p \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot s \cdot \frac{1}{2\pi} \quad (3\text{-}18)$$

3.4.4.6. Randament global

P - puterea efectivă care se aplică la arborele pompei este mai mare decât puterea **teoretică**, deoarece trebuie să acopere următoarele pierderi:

- frecarea în lagăre;
- frecarea lichidului cu piesele în mișcare ale pompei;
- frecarea lichidului cu porțile fixe ale pompei.

Raportul dintre puterea teoretică și cea efectivă aplicată la **arborele** de centrare **se numește** randament mecanic:

$$\eta_m = \frac{P_t}{P} = \frac{M_t \omega}{M \omega} = \frac{\frac{\Delta p \cdot V_s}{2\pi}}{M} \quad (3\text{-}19)$$

Randamentul global al pompei se **determină** cu **relația:**

$$\eta = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{p} = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{M \cdot \omega} \quad (3\text{-}20)$$

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m \tag{3-21}$$

3.4*4.7. **Cinematica pompelor cu piston clasice**

s_a - supapa de admisie;
s_r - supapa de refulare;
D - diametrul cilindrului;
s - cursa pistonului;
OB = x (raza butonului de manivelă)
OM = r
BM = l (lungimea bielei)

Cilindreea: $V_s = \frac{\pi D^2}{4} s \quad m^3$ (3-22)

Debitul mediu teoretic:

$$\dot{V}_t = V_s \cdot \frac{n}{60} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot s \cdot \frac{n}{60} \tag{3-23}$$

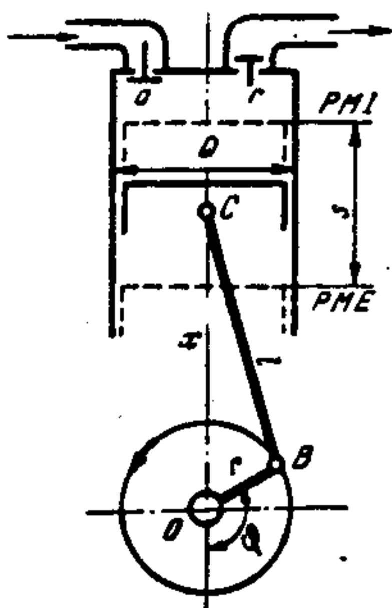


Fig. 3.5. Schema de principiu a pompei cu piston

Debitul mediu efectiv:

$$\dot{V} = \eta_v \cdot \dot{V}_t \tag{3-24}$$

La pompele bine executate și întreținute $\eta_v = 0{,}93 \div 0{,}96$

Dacă $\eta_v < 0{,}92$ înseamnă că pompa are scăpări mari prin neetanșeități datorate unor uzuri excesive.

Debitul instantaneu al pompei este proporțional cu viteza de deplasare a pistonului.

Pentru a determina această viteză se folosesc relațiile triparametrice în triunghiul OBC (fig.3.5).

$$l^2 = x^2 + r^2 - 2xr\cos\alpha \tag{3-25}$$

$$l^2 = x^2 + r - 2xr\cos(\pi - \varphi) \tag{3-26}$$

de unde

$$x^2 = - l^2 + r^2 + 2xr\cos\varphi \tag{3-27}$$

sau

$$x^2 + 2xr\cos\varphi + (r^2 - l^2) = 0 \tag{3-28}$$

$$x_{1,2} = -r\cos\varphi \pm \sqrt{r^2\cos^2\varphi - (r^2 - l^2)} \tag{3-29}$$

sau

$$x_{1,2} = -r\cos\varphi \pm \sqrt{r^2(1 - \sin^2\varphi) - (r^2 - l^2)} \tag{3-30}$$

$$x_{1,2} = -r\cos\varphi \pm l\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2}\sin^2\varphi} \tag{3-31}$$

Pentru a raționaliza relația (3-31) se dezvoltă în serie expresia:

$$\left(1 - \frac{r^2}{l^2}\sin^2\varphi\right)^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2}\frac{r^2}{l^2}\sin^2\varphi + \ldots \tag{3-32}$$

deci se obține:

$$x \approx -r\cos\varphi \pm l\left(1 - \frac{1}{2}\cdot\frac{r^2}{l^2}\sin^2\varphi\right) \qquad (3\text{-}33)$$

sau

$$x = \pm l - r\cos\varphi \mp \frac{r^2}{2l}\sin 2\varphi \qquad (3\text{-}34)$$

Viteza pistonului se **obține:**

$$v = \frac{dx}{dt} = +r\sin\varphi\frac{d\varphi}{dt} \mp \frac{r^2}{2l}\sin 2\varphi\frac{d\varphi}{dt} \qquad \mathbf{(3\text{-}35)}$$

Se introduce notația:

$\omega = \dfrac{d\varphi}{dt}$, deci debitul instantaneu se poate scrie ca fiind:

$$\dot{V} = \frac{\pi\cdot D^2}{4}v = \frac{\pi D^2}{4}r\omega\left(\sin\varphi \mp \frac{r}{2l}\sin 2\varphi\right) \qquad (3\text{-}36)$$

Pentru o pompă **dată**, diametrul **pistonului**, raza manivelei și viteza unghiulară fiind constante, expresia (3-36) devine:

$$\dot{V} = K\left(\sin\varphi \mp \frac{r}{2l}\sin 2\varphi\right) = kV' \qquad \mathbf{(3\text{-}37)}$$

$\dfrac{r}{l} = \dfrac{1}{5}$ pentru **pompele** clasice cu piston:

$\dot{V}$ se abate foarte puțin de la sinusoidă.

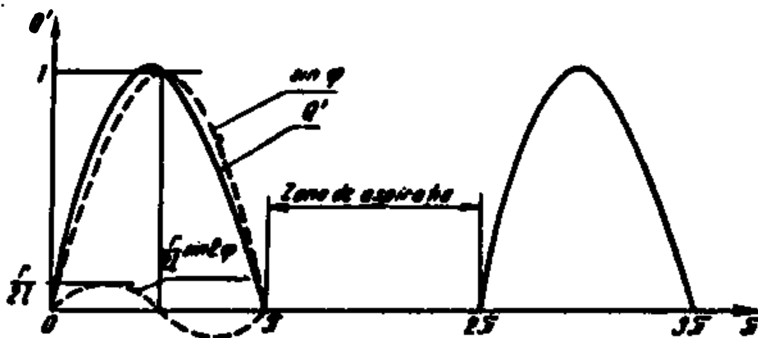


Fig. 3.6. Caracteristicile pompei cu piston cu simplu efect

Deoarece pulsațiile mari ale debitului sunt dăunătoare se aplică următoarele **măsuri** pentru a le reduce:

- amplasarea unui acumulator hidraulic **(hidrofor)** pe conducta de refulare, de aspirație sau pe ambele conducte;
- cuplarea pe aceeași conductă a n **pompe** având ciclul de funcționare decalat cu 2π / n:
- combinarea **metodelor** expuse.

Alte măsuri pentru a reduce pulsațiile de presiune pe aspirație:

- reducerea înălțimii de aspirație a pompei;
- reducerea turației pompei:
- micșorarea razei de manivelă pe cât posibil;
- scurtarea traseului de **aspirație** pe cât **posibil** ;
- micșorarea numărului de obstacole care introduc pierderi hidraulice de sarcină.

Alte măsuri pentru a reduce pulsațiile de presiune pe refulare:
- **mărirea** diametrului conductei de refulare:
- reducerea turației pompei: - reducerea razei de manivelă.

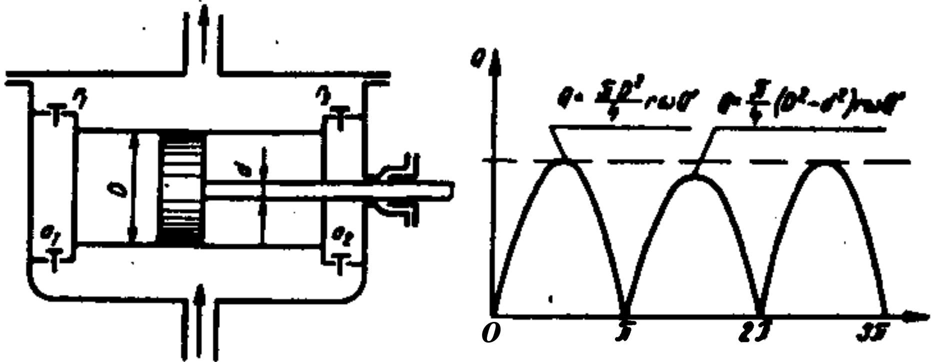


Fig. **3.7.** Variația debitului pentru pompa cu dublu **efect**

3.4.4. **Exploatarea** pompelor cu piston clasic

3.4.5.1. **Exploatarea** și întreținerea pompelor cu piston clasice

Cerințe impuse **pompelor** cu piston navale:
- să corespundă scopului propus în **instalație;**
- să **fie** aleasă corect din punct de vedere al debitului și presiunii:
- să fie montată corect în instalație;
- exploatarea să fie făcută de personal calificat.

*** Montajul pe navă**
- postamentul să **fie metalic** și se sudează pe **elementele** de structură de rezistență ale corpului navei;
- fixarea corectă a **pompei** pe postament;
- centrarea pompei cu mașina de **antrenare;**
- se verifică etanșeitatea conductei de aspirație .

*** Pornirea pompei**

Pregătirea de pornire constă în următoarele:
- controlul exterior al elementelor **pompei;**
- verificarea centrajului;
- verificarea sistemului de ungere;
- se deschid robinetele pe CA și CR.

Pornirea **propriu-zisă** se face **mărindu-se** treptat **turația** și **urmărindu-se** cu **atenție** funcționarea pompei.

*** Oprirea pompei**
- se oprește mașina de antrenare;
- se închide refularea;
- dacă oprirea se face pentru timp mai îndelungat se golește **cilindrul** de lichid.

*** întreținerea pompei**
- se supraveghează mersul corect al pompei;
- la zgomote suspecte pompa se oprește imediat și se verifică care este cauza;
- uleiul se completează la timp și se verifică articulațiile;
- se verifică etanșeitatea presetupei;

- se **verifică monovacuumetrele** și **manometrele;**
- verificarea periodică se face după un program bine **stabilit.**

3.4.5.2. Jocuri și uzuri admisibile la pompele cu piston.

În practică un rol important în exploatarea pompelor îl au jocurile și uzurile dintre cilindrul de abur și piston redate în tabelul 3.2.

În tabelul 3.3. sunt prezentate jocurile pe înălțime a **segmenților** de piston pentru cilindrii hidraulici.

Tabelul 3.2. Jocuri și uzuri ale cilindrilor de abur și hidraulici ai mecanismelor auxiliare

Diametrul cilindrului, mm		Jocul diametral între **cămașă** și **piston,** mm		Limita de uzură maxim admisă pentru cilindru, mm	
De la	La	La montaj	**Maxim*** admis	**Ovalitate**	Conicitate
50	80	**0,4-0,66**	3,00	0,60	0,40
80	120	0,45-0,76	3.50	0,70	0,50
120	180	0,60-0,94	4,00	0,90	0,60
180	260	**0.76-1.15**	4,50	1,20	0,70
260	360	0,90-1,34	5,50	1,80	0,80
360	500	**1.10-1.60**	7,00	2,20	0,90

Observații. * La creșterea jocului peste maxim admisibil (coloana 4), între cămașă și piston, se va înlocui pistonul.

Tabelul 3.3. **Jocurile** pe **înălțime și** uzura segmenților de piston pentru **cilindri hidraulici**

Înălțimea segmentului, mm		**Jocul, mm**	
De la	**La**	**La montaj**	**Maxim admis**
-	**10**	**0,02-0,08**	**0,12**
10	**18**	**0,02-0.10**	**0,14**
18	**30**	**0.03-0,13**	**0.18**

3.4.6. Pompe cu pistonașe radiale

3.4.6.1. Generalități

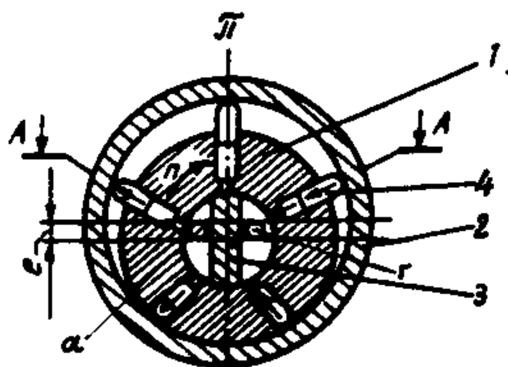
Se utilizează la **instalații** de acționări hidraulice care lucrează la următorii parametri:

$p \leq 300$ bar - presiune

$\dot{V} \leq 20 \div 750$ **l/min - debit**

$\eta_v \leq 0{,}95$ - randament **volumic**

$\eta_m \leq 0{,}95$ - randament mecanic



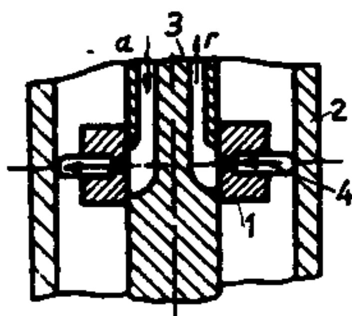


Fig. 3.8. Pompă cu pistonașe radiale
1-rotor ; 2 • carcasă; *3*- diafragma axului central; *4*-pistonaș; *a*- aspirație; *r* • refulare.

3.4.6.2. Construcție și funcționare

Datorită forței centrifuge pistoanele *4* sunt presate pe coroana 2,dispusă excentric față de rotorul 7.

în timpul unei rotații volumul cuprins între piston și fundul cilindrului variază, crește pe porțiunea ABD și scade pe porțiunea DCA.

Aceste volume sunt puse în legătură cu orificiile de distribuție, de aspirație, *a* și de refulare r.

Deci pompa aspiră pe porțiunea ABD și refulează pe porțiuneaDCA.

Cursa maximă a pistoanelor este egală cu dublul excentricității: e = 3 ÷8 mm.

în cazul pompelor cu debit variabil, excentricitatea se poate modifica de la e = O (debit zero) la e = e_{max} (debit maxim).

Diametrele pistonașelor sunt cuprinse între 10÷18 mm, viteza lichidului pe tubulatura de aspirație 2 ÷ 3 m/s și viteza lichidului pe tubulatura de refulare 4 ÷6 m /s.

Pentru a mări debitul pompei, pe aceeași axă se pot monta în paralel 2- 3 rânduri de cilindri.

3.4.6.3. Determinarea debitului mediu

Notații:
h [mm] - cursa pistonului
e [ram] - excentricitatea
d [mm] - diametrul pistonului
z - numărul pistoanelor
n [rot/min] - turația
w $[s^{-1}]$ - viteza unghiulară a axului pompei

$$h = 2e \quad \text{mm} \qquad (3\text{-}38)$$

$$V_h = \frac{\pi d^2}{4} h \quad \text{mm}^3/\text{ciclu} \qquad (3\text{-}39)$$

Volumul cursei pistonului

$$V_h = \frac{\pi d^2}{2} \cdot e \quad \text{mm}^3/\text{ciclu} \qquad (3\text{-}40)$$

$$V_p = \frac{\pi d^2}{4} e \cdot z \quad mm^3/ciclu \tag{3-41}$$

Cilindreea pompei

$$\frac{n}{60} \quad cicluri/s \tag{3-42}$$

Deci, debitul **refulat** de pompă

$$\dot{V} = V_p \frac{n}{60} = \frac{\pi d^2}{2} e \cdot z \frac{n}{60} \quad mm^3/s \tag{3-43}$$

sau

$$V = \frac{\pi d^2}{2} \cdot e \cdot z \cdot \frac{n}{60} \cdot 10^{-6} \quad l/s \tag{3-44}$$

3.4.6.4. Determinarea debitului instantaneu

Legea de deplasare a **pistoanelor** în cilindri este identică cu cea determinată pentru pompele cu piston clasice.

Variația distanței x fiind direct proporțională cu cursa pistonului.

$OA = R$; $O_1A = x$; $OO_1 = e$

Din Δ O_1OA se poate scrie:

$$R^2 = x^2 + e^2 - 2x \cdot e\cos(\pi - \varphi) \tag{3-45}$$

$$x^2 + 2x \cdot e\cos\varphi + (e^2 - R^2) = 0 \tag{3-46}$$

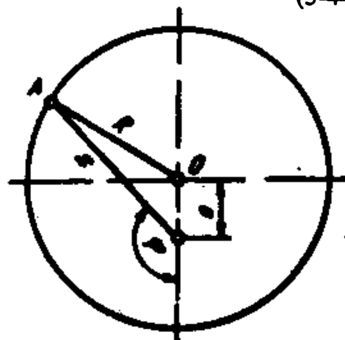


Fig.3.9. **Determinarea** deplasării pistonului

De unde rezultă:

$$x = -e\cos\varphi \pm \sqrt{e^2(1-\sin^2\varphi) - e^2 + R^2} \tag{3-47}$$

sau

$$x = -e\cos\varphi \pm R\sqrt{1 - \frac{e^2}{R^2}\sin^2\varphi} \tag{3-48}$$

După dezvoltarea în serie de **puteri**:

$$\left(1 - \frac{e^2}{R^2}\sin^2\varphi\right)^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{e^2}{R^2}\sin^2\varphi + \frac{\frac{1}{2}\left(1-\frac{1}{2}\right)}{2!}\left(\frac{e^2}{R^2}\sin^2\varphi\right)^2 + \ldots \tag{3-49}$$

Se rețin numai primii doi termeni, astfel că relația **(3-49)** devine:

$$x \approx -e\cos\varphi \pm R\left(1 - \frac{e^2}{R^2}\sin^2\varphi\right)$$

Viteza de deplasare a pistonului fiind:

$$v = \frac{dx}{dt} = \omega\left(e\sin\varphi \mp \frac{e^2}{R}\sin 2\varphi\right) \tag{3-50}$$

Debitul total **instantaneu** este **egal** cu **suma** debitelor instantanee ale cilindrilor **care refulează**:

$$\dot{V}_z = \frac{\pi d^2}{4} \cdot e \cdot \omega \sum_{1}^{z_R}\left(\sin\varphi_i \mp \frac{e}{R}\sin 2\varphi_i\right) \tag{3-51}$$

unde:

z_R - numărul cilindrilor care refulează;

φ_i - unghiurile momentane dintre axele fiecărui cilindru și αxα pozițiilor punctelor moarte.

3.4.7. Pompă cu pistonase axiale

3.4.7.1. Generalități

Când ansamblul bloc-pistonașe-disc este antrenat în mișcare de rotație, în cilindrii motorului se produc variații de volum care detennină funcționarea mașinii ca pompă.

Dacă în loc de energia mecanică mașina primește agentul de lucru la presiunea corespunzătoare sarcinii ea poate funcționa ca hidromotor, livrând la arborele 5 energie mecanică. Debitul se poate modifica prin unghiul a .

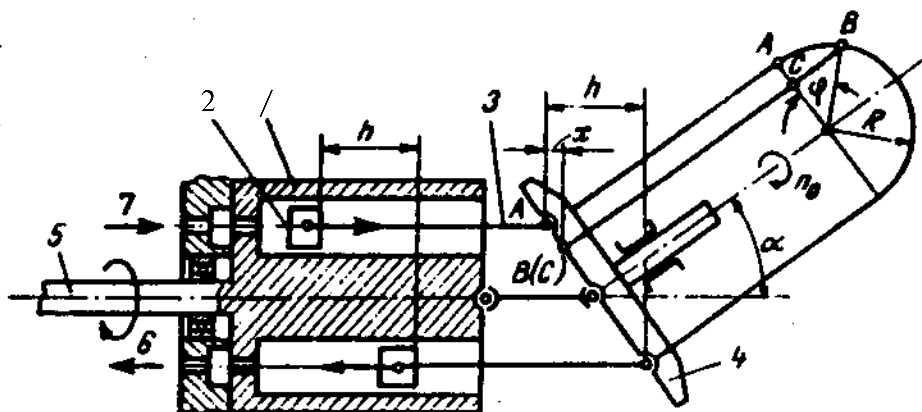


Fig. 3.10. Pompa cu pistonase axiale
/ - blocul cilindrilor; 2- pistonaş; 3 - biela;
4- disc; 5 - arbore; 6- refulare; 7- aspirație.

3. 4.7.2. Calculul debitului

d [mm] - diametrul pistonașului:
z - numărul de pistonase:
j ferd] - deplasarea unghiulară a blocului - pistonase - disc.
x [mm] - deplasarea pistonașului 2

La rotirea blocului *1* și a discului *4* cu unghiul φ, pistonașul 2 are deplasarea:

$$x = (R - R\cos\varphi)\sin a \qquad (3\text{- }52)$$

iar pentru $\varphi = 180°$

$$x = [R - (-R)]\sin\alpha$$

$$x = 2R \sin \alpha \quad (3\text{-}53)$$

Secţiunea transversală a unui **pistonaş** fiind:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (3\text{-}54)$$

înseamnă că variaţia elementară de volum se poate scrie:

$$dV_p = A \cdot dx \quad (3\text{-}55)$$

deci

$$dV_p = \frac{\pi d^2}{4} \cdot dx \quad (3\text{-}56)$$

dar

$$dx = +R \cos \varphi \cdot \sin \alpha \cdot d\varphi \quad (3\text{-}57)$$

deci

$$dV_p = \frac{\pi d^2}{4} \cdot R \sin \alpha \cdot \cos \varphi d\varphi \quad (3\text{-}58)$$

Pentru turaţia n_0 **rot/min**, debitul total al pompei devine:

$$\dot{V} = V_p \cdot n_0 \cdot z \quad (3\text{-}59)$$

sau

$$\dot{V} = \frac{\pi d^2}{4} R \cdot \sin \alpha \cdot n_0 \cdot z \int_0^{\pi} \sin \varphi d\varphi \quad (3\text{-}60)$$

$$\dot{V} = 2 \frac{\pi d^2}{4} \cdot R \cdot \sin \alpha \cdot n_0 \cdot z \quad (3\text{-}61)$$

Din relaţie se observă că pentru (d; R; z; n_0 = ct) debitul variază sinusoidal funcţie de α între două limite $\dot{V}_{min}$ şi $\dot{V}_{max}$.

Pentru aprecierea uniformităţii debitului pompei se calculează coeficientul de **pulsaţie:**

$$\delta = \frac{\dot{V}_{max} - \dot{V}_{min}}{\dot{V}} \quad (3\text{-}62)$$

V - debitul mediu.

3.5. Pompe volumice cu mişcare de rotaţie

Clasificarea **pompelor** cu roţi **dinţate**

1) După caracterul **angrenării :** angrenare exterioară; angrenare interioară.

2) **După** forma **dinţilor:** cu dinţi drepţi: cu dinţi înclinaţi: cu **dinţi** în V.

3) După numărul de perechi de **roţi** angrenate simultan: cu două rotoare; cu mai multe rotoare.

4) După numărul de perechi de roţi **dinţate** din pompă: **cu** o treaptă; cu mai multe trepte

5) După posibilitatea reglării debitului: cu debit reglabil: cu debit nereglabil.

Presiunea de lucru pentru cazuri cu descărcarea arborilor **200-300** bar.

pentru arbori nedescărcaţi **10-35** bar.

Turaţia **6000-8000 rot/min**

Viscozitatea lichidului poate fi cuprinsă între valorile:

0.5×10^{-6}-256×10^{-6} m^2/s.

3.5.1. Pompe cu angrenaje

Folosite pentru pomparea lichidelor vâscoase, fiind utilizate ca pompe de ulei pentru motoarele cu ardere internă etc.

Prezintă avantajul că sunt puțin sensibile la variația vâscozității lichidului, pot lucra la turații ridicate sunt simple din punct de vedere constructiv, prezintă o mare siguranță în funcționare și ușurință în exploatare, au dimensiuni și greutăți mici.

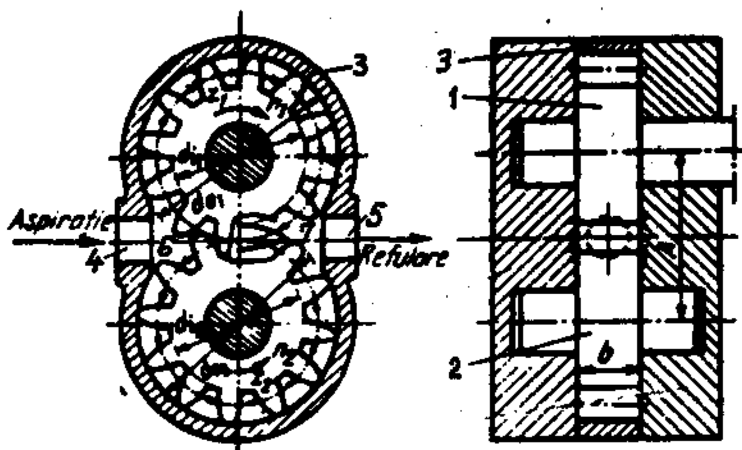


Fig.3.11. Pompă cu mișcare de rotație
1;2 - roți dințate; *3*- carcasa; *4*- orificiul de aspirație;
5- orificiu de refulare; *6* - camera de aspirație;
7 - camera de refulare.

3.5.1.1. Principiul de funcționare

Roata *1* este pusă în mișcare de un motor: roata 2 se mișcă liber pe axul său.

în scopul asigurării bunei funcționări a pompei angrenarea dintre cele două roți trebuie să fie etanșă pentru a separa camera de refulare de cea de aspirație.

Când roțile se rotesc în sensul indicat, fiecare dinte transportă un volum de lichid egal cu un gol dintre doi dinți.

Presiunea maximă posibilă este 175 [daN/ cm²].

în funcție de construcție debitul poate varia de la 400 [l /min] la 600 [l /min], iar randamentele au următoarele valori:

$\eta_m=0.90$; $\eta_v= 0.80$.

Sensul de rotație de la punctul de angrenare către aspirație în momentul în care dinții în angrenare se separă, în cavitatea de aspirație se formează un vid care permite aspirarea lichidului.

Când dinții ating punctele A, și A_2 fluidul este obligat să rămână în spațiul format de flancul dinților și carcasă și este condus către punctele R_1 și R_2.

Rotația continuă, iar volumul umplut cu ulei este condus la punctul de angrenare M, unde dinții pinionului opus elimină uleiul împingându-l în cavitatea de refulare.

Pompa cu roți dințate poate fi asemuită într-o oarecare măsură, cu o pompă cu piston, fiecare gol dintre dinții consecutivi formând un cilindru în care n dinte al roții opuse va juca rolul pistonului.

Pot apare curgeri și **inverse(** dinspre refulare către aspirație) prin:
- **jocul dintre dinți** și **fundul golului;**
- **jocul** dintre dinți și **carcasă;**
- joc în zonele frontale ale dinților.

Din această cauză pentru pompele cu presiunea de refulare peste 100 **[daN/cm²]** se prescriu tolerante de ordinul 1 **[µm].**

De cele mai multe ori, pe suprafețele frontale se dispun plăci de împingere care pot compensa uzurile și reduc pierderile de debit pe partea frontală a roților dințate.

Când se controlează o pompă care a funcționat vreme **îndelungată,** se constată că uzurile maxime s-au produs în partea de aspirație deoarece apare o forță de împingere, creată de diferența de presiune dintre refulare și aspirație.

3.5.1.2. Calculul debitului

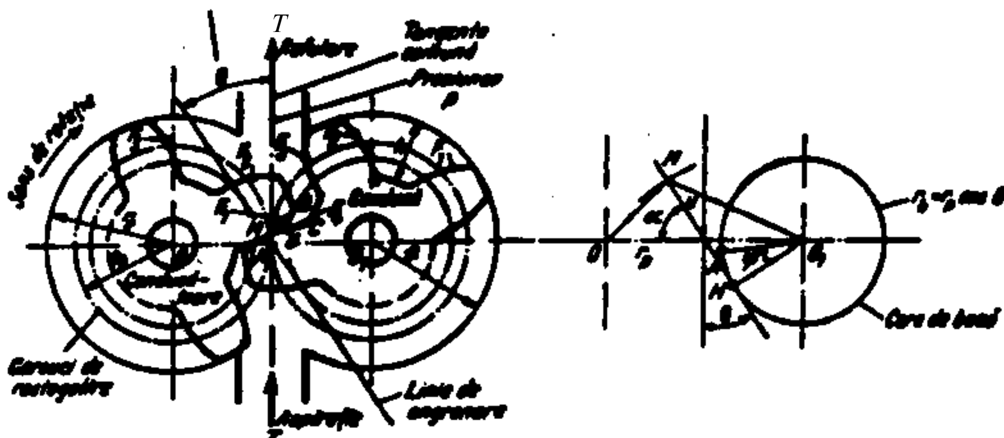


Fig. **3.12.** Schema de calcul
R_i - raza **cercului interior;** R_r • raza **cercului** de rostogolire;
fl, - raza cercului **exterior;** b - **lățimea dintelui;**
h - **înălțimea** dintelui

Ipoteză

Considerăm că golurile celor două roți în angrenare formează un canal dispus pe una din roți.

Canalul are următoarele dimensiuni:

$$A_{ABCD} = b \times h \text{ dar } h = \frac{D_e - D_i}{2} \qquad (3\text{-}63)$$

u - viteza de curgere

$$u = \omega \frac{D_r}{2} \quad u = \omega \cdot \frac{D_e + D_i}{4} \qquad (3\text{-}64)$$

$\dot{V} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{u}$ rezultă:

$$\dot{V} = b \cdot \frac{D_e - D_i}{2} \cdot \omega \frac{D_e + D_i}{4} \text{ dar}$$

$\omega = \frac{\ }{30}$; n **[rot/min]:** ω **[rd/s]** deci $V = b \cdot \frac{D_e \quad D_i}{2} \cdot \frac{D_e + D_i}{4} \cdot \frac{\pi n}{30}$

b **[mm]:** D, **[mm]:** D_i **[mm]:** rezultă **[mm³/s] ;** 1 **mm³ = 10⁻³ cm³** sau
1 mm³ = 10⁻⁶ dm³

$$\dot{V} = \frac{\pi \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 4 \cdot 30} \cdot b\left(D_e^2 - D_i^2\right) \cdot n \quad l/s$$

$$\dot{V} \approx \frac{10^{-6}}{80} \cdot b\left(D_e^2 - D_i^2\right) \cdot n \quad l/s \qquad (3\text{-}65)$$

3.6. Pompele cu șurub

Față de pompele cu roți dințate, pompele cu șurub sunt mai **compacte,** cu un debit mai stabil și un randament mai ridicat: sunt mai **silențioase,** au o durabilitate ridicată și o construcție mai **ieftină.**

Pompele cu șurub sunt formate din două sau mai multe șuruburi fără **sfârșit,** cu axele paralele având spirele **pătrunse** între ele.

- un șurub este **conducător;**
- celelalte șuruburi sunt conduse;
- lichidul este deplasat în lungul șuruburilor, din camera de **aspirație** spre camera de refulare.

Pompele cu șurub se clasifică în :

- pompe cu profil **cicloidal;**
- pompe cu șurub **neetanșe;**
- pompe cu șurub cu un singur rotor.

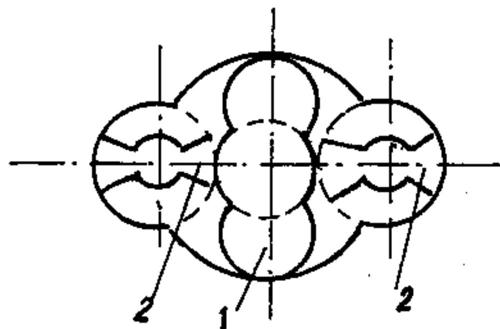


Fig. **3.13. Pompă** cu profil cicloidal
/. șurub **conducător;** 2- șuruburi conduse.

3.6.1. Pompe cu șurub cu profil cicloidal

$Q = 5 \div 300 m^3/h$
$p = 200 kgf/cm^2$
n s **600÷800 rot/min**

Greutatea lor este de **2-3** ori mai **mică** decât a **turbopompelor** cu același debit

$d_1 = D_1$; $D_2 = 5/3\ D_1$ rezultă $D_2 = 5/3 d_2$

$d_2 = 3d_1$; $t = 10/3\ d_2$; t - pasul ffletului.

Șuruburile laterale se rostogolesc **fără** alunecare pe cercul interior al șurubului din mijloc.

Lichidul trece din camera de **aspirație** în camera de refulare prin canalele șuruburilor care sunt închise în câteva locuri (**în** funcție de **raportul** dintre lungimea și pasul șurubului) de către **dinții** unuia care intră în jocurile celuilalt; întrucât în timpul rotirii **suprafața** de închidere a canalelor se **deplasează,** lichidul este împins în lungul **canalului,** astfel **încât** canalele se pot asemăna cu niște cilindri iar părțile proeminente cu niște **pistonașe** care împing lichidul.

3.6.2. Pompele cu șurub **neetanșe**

între camera de **aspirație** și camera de refulare nu există nici o **despărțitură etanșă,** astfel încât apar scurgeri inverse produse de **neetanșeitate,** dar care nu afectează prea mult funcționarea pompei.

Pompa se compune din două șuruburi cu filet **dreptunghiular,** unul antrenat de motor (**șurubul conducător),** iar celălalt condus prin **intermediul roților** dințate;

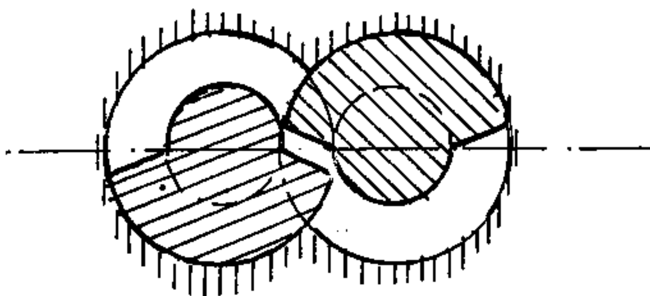


Fig. 3.14. Pompe cu șurub neetanșe

n = 5000 rot/min - 10.000 rot/min: V= 3 ÷300 m^3/ h: p s 200 kgf/ cm^2; η = 0,7 ÷ 0,75: η_v = 0,91 ÷ 0,98: η_m = 0,55 ÷ 0,76

3.6.3. Exploatarea pompelor volumice cu mișcare de rotație

Exploatarea trebuie ficută respectând indicațiile din instrucțiunile de exploatare ale pompelor

- centrarea corectă a organelor în mișcare;
- jocurile să fie cele prescrise:
- lichidele să fie filtrate înainte de trecerea prin pompă;
- în timpul funcționării:
- vibrații și zgomote anormale;

Cauze:

- umplerea parțială a spațiilor cu lichid;
- viscozitatealichidului;
- cavitație;
- corpul pompei se încălzește:

Cauze:

- înfundarea pompei;
- reducerea jocurilor,
- creșterea presiunii de refulare:

Cauze:

- înfundarea orificiilor de refulare:
- pompele nu aspiră:

Cauze:

- creșterea jocurilor;
- înfundarea conductei de aspirație;
- înălțimea de aspirație mare.

3. 7. Pompe centrifuge, diagonale şi axiale

3.7.1. Clasificare

1) Din punct de vedere al **direcţiei** de curgere a lichidului prin rotor

a. 1. - pompe centrifuge la care mişcarea fluidului în rotor este preponderent **radială;**

a.2.- pompe diagonale la care viteza lichidului prin rotor are atât o **componentă** radială cât şi o **componentă** axială:

a.2.1.- pompe diagonale cu ieşirea lichidului axială;

a.3. - pompe axiale, la care mişcarea lichidului în **rotór** este preponderent axială.

2) Din punct de vedere al numărului rotoarelor

b. 1. - pompe **monoetajate,** adică având un singur rotor;

b.2. - pompe **multietajate.**

3) Din punct de vedere al aspiraţiei

c.1. - pompe cu rotoare cu aspiraţie simplă (simplu flux);

c.2. - pompe cu rotoare cu **aspiraţie** dublă (dublu flux).

4) După natura fluidului

d.1. - pompe pentru apă;

d.2. - pompe pentru lichide **neagresive(** ulei, produse **petroliere);**

d.3. - pompe pentru lichide agresive **(acizi,** baze);

d.4. - **pompe** pentru lichide foarte vâscoase (nămol, diferite paste etc.)

5) După **poziţia** axei

e. i. - cu axa orizontală:

e.2. - cu axa verticală:

e.3. - cu axa înclinată.

6) După procedeul de cuplare a axului rotorului cu axul maşinii de antrenare

f. 1. - pompe cu axul comun cu al maşinii:

f.2. - **pompe** acţionate prin **intermediul** unei transmisii.

7) După tipul statorului

g. 1.- pompe cu stator cu palete **fixe;**

g.2. -**pompe** cu stator cu palete mobile:

g.3. - pompe cu stator **fără** palete;

g.4. - **pompe** fără stator

8) După mărimea presiunii de refulare

h. 1. - pompe de joasă presiune: H < 20 mCA;

h.2. - **pompe** de medie presiune; 20 < H < 60 raCA;

h.3. - **pompe** de **înaltă** presiune: H > 60 mCA.

9) După numărul caracteristic K, **turaţia** specifică n_s sau turaţia caracteristică n_0.

i. 1. - pompe centrifuge cu rotoare lente; $n_s < 80$; $n_0 < 20$; K < 0.42: $D_2/D_0 = 2.2 \div 3,5$.

i.2. - **pompe** centrifuge cu rotoare normale; $n_s = 80 \div 150$; $n_0 = 22 \div 41$; K = 0.42 - 0,77; $D_2/D_0 = 2,2 \div 1.8$.

i.3. - **pompe** centrifuge cu rotoare rapide: $n_s = 150 \div 300$; $n_0 = 41 \div 82$; K = 0,77 ÷1.55; $D_2/D_0 = 1.8 \div 1,3$.

i.4. - pompe diagonale : $n_s = 300 \div 600$; $n_0 = 82 \div 164$; K = 1.55 ÷ 3,0: $D_2/D_0 = 1.3 \div 1.1$.

i.5. - pompe axiale: $n_s = 600 \div 1200$; $n_0 = 164 \div 330$: K = 3 ÷ 6,22; $D_2/D_0 = 1$.

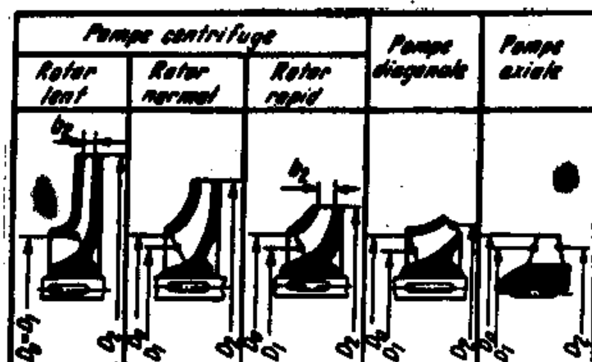


Fig.3.15. Clasificarea pompelor **centrifuge** după rapiditate (funcții caracteristice)

Numărul caracteristic **K**, turația specifică n_s sau **turația** caracteristică n_0 sunt funcții **caracteristice**, obținute din **condiții** de similitudine, și fac legătura între o anumită geometrie a rotorului mașinii hidraulice și parametrii săi energici (debit, **înălțimea** de pompare, turație).

Relația de calcul a numărului caracteristic:

$$K = 2\pi n \frac{\dot{V}^{\frac{1}{2}}}{(gH)^{\frac{3}{4}}} \qquad (3\text{-}66)$$

n [1/s] - turația; V [m³/s] - debitul; H [m] - **înălțimea** de pompare;
g [m/s²] - **accelerația** gravitațională.

3.7.2. **Construcție** și funcționare

Rotorul *5* este fixat pe arborele *3* cu ajutorul unor pene. Arborele se sprijină pe batiul pompei cu ajutorul unor **rulmenți.**

Lichidul pătrunde prin conducta de **aspirație.** Pentru a putea porni, pompa și conducta de **aspirație** trebuie în prealabil umplute cu lichid. Prin învârtirea rotorului apa este centrifugată către periferia acesteia. La intrarea în rotor se **crează** vid. Pe **suprafața** liberă din **bazinul** de **aspirație acționează** presiunea atmosferică. Datorită acestei diferențe de presiune între bazinul de aspirație și intrarea în pompă este generat un flux lichid continuu. De la periferia rotorului apa trece prin carcasa **statorică** 6 în camera spirală *7* și pătrunde prin difuzorul *2* în conducta de refulare *L* în cămașa **statorică**, în camera **spirală** dar **mai** ales în **difuzor**, o parte din energia cinetică a lichidului se transformă în energie potențială.

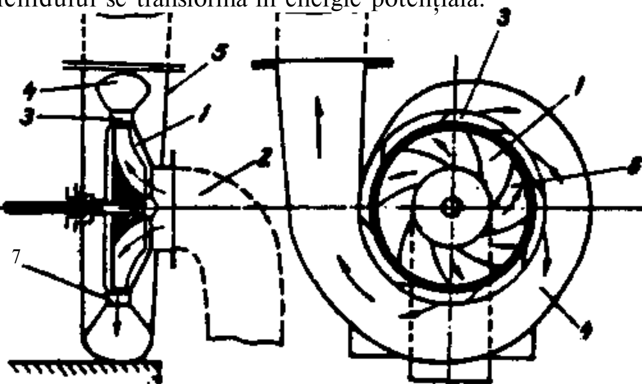


Fig.3. 16. Schema **unei** pompe **centrifuge**
1- **conductă** de **refulare;** 2- difuzor: *3*- arbore;
4 -**intrare** lichid; *5*- **rotor**;*6*- **carcasă statorică;**
7- camera **spirală (carcasa elicoidală).**

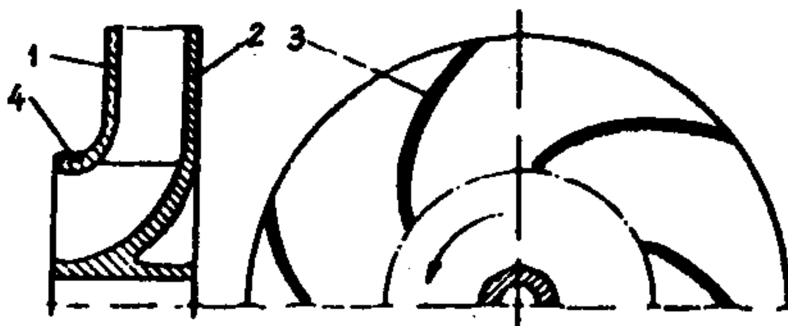
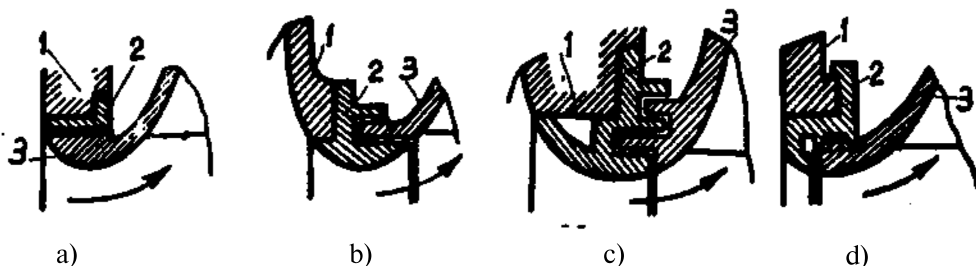


Fig.3.17. Rotorul **unei** pompe **centrifuge**
/ - inelul **acoperitor;** *2* **-** coroana*. *3* **- paletă;** *4* - inelul labirintului



a) b) c) d)

Fig. 3.18. **Diferite tipuri de labirinţi**
7- capacul de aspiraţie; 2 *- labirint; 3 - rotor.*

Pentru a micşora pierderile prin curgerea lichidului din zona de presiune ridicată în zona de joasă presiune , se prevăd **labirinţi,** prezentaţi în fig.3.18.

3.7.3. Construcţia etanşărilor mobile utilizate la pompe

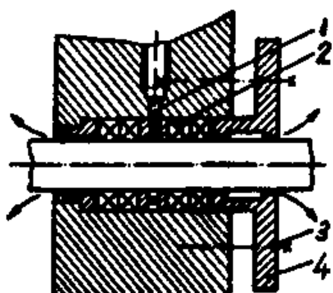


Fig.3.19
/ • conductă de alimentare cu **apă;**
***2*-** garnitură; *J* **-** şurub de **strângere;**
***4*- capacul** presetupei; **5-** inel **distanţier**

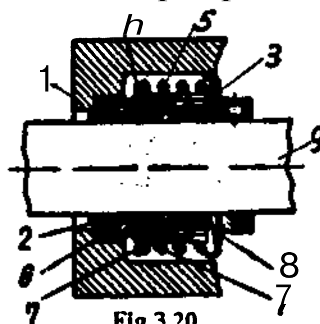


Fig.3.20
1 • inel **metalic:** 2 **-** garnitură;
J - capacul presetupei; *4* - inel **alunecător;**
5 **-arc elicoidal:** *6* • garnitură alunecătoare:
7 - **inele** de cauciuc; *8* - inel de blocare;
***9* - arbore.**

Observaţie

* Materialele folosite pentru garnitură sunt:
bumbac moale îmbibat cu grăsime; împletitură din fire de azbest.

** Materialele folosite pentru inelul metalic sunt:
fontă; bronz; aliaje dure; carburi.

*** Materialele folosite pentru garnitură sunt:
cauciuc: teflon.

3.7.4. Ecuaţiile fundamentale ale pompelor hidrodinamice

Rotorul primeşte lucru mecanic de la arbore şi transmite curentului lichid partea cea mai însemnată. Rotorul este un corp rigid care se roteşte cu viteza unghiulară ω, constantă şi prevăzut cu 6 ÷ 12 palete care ghidează curentul fluid.

Dacă distanţa dintre două palete consecutive ar fi infinit mică, pentru un observator ce s-ar mişca împreună cu rotorul, toate particulele fluide ar avea traiectorii ce ar coincide cu forma paletei. La rotoarele reale, paletele fiind dispuse destul de rar, particulele ce pătrund în zona mediană a canalului interpaletar pot avea traiectorii ce diferă de forma paletei. Pentru simplificare, se neglijează atât aceste diferenţe(se consideră deci un rotor cu număr infinit de palete, fiecare paletă fiind de grosime infinit mică) cât şi pierderile hidraulice.

Cu aceste simplificări se obţine înălţimea de pompare teoretică pentru un număr infinit de palete $H_{t\infty}$.

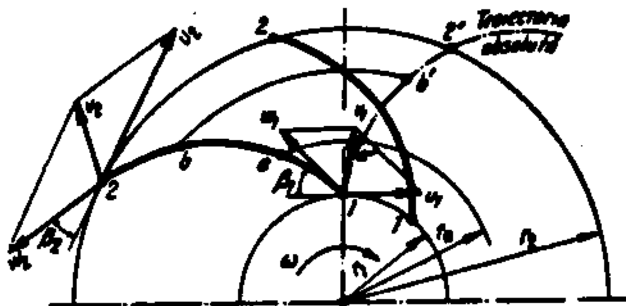


Fig.3.21. Triunghiurile de viteză

/ - *a* - *b* - 2 - traiectoria relativa; / *-a'- b'- 2'* - traiectoria absolută datorită unei mişcări de antrenare a rotorului, *w* -viteza relativă; v -viteza absolută; *u* - viteza de antrenare.

în fiecare punct al traiectoriei trebuie satisfăcută relaţia:

$$\bar{v} = \bar{u} + \bar{w} \qquad (3\text{-}67)$$

Deci cele trei viteze formează triunghiul vitezelor.

Sunt importante două triunghiuri de viteză: cel de intrare şi cel de ieşire.

Paletele rotorice deviază curentul, unghiul vitezelor relative trebuie să corespundă unghiului de înclinare al paletei faţă de tangenta la cerc.

Aşadar, paletele obligă modificarea momentului cantităţii de mişcare între intrarea şi ieşirea din rotor.

$$\overline{M} = \rho \cdot Q[\bar{r}_2 \cdot \bar{v}_2 - \bar{r}_1 \cdot \bar{v}_1] \qquad (3\text{-}68)$$

în care:

p [kg/m³] - densitatea (masa specifică)

V [m³/s] - debitul volumic de lichid

$\bar{r}_1$ - raza vectoare în punctul 1

$\bar{v}_1$ - viteza absolută în punctul 1

$\bar{r}_2$ - raza **vectoare** în punctul 2

$\bar{v}_2$ - viteza absolută în punctul 2

De reținut următoarele unghiuri:
γ_1 (v_1: prelungirea razei r_1) < 90°
β_1 (w_1; tangenta în punctul 1 la cercul de rază r_1) < 90°
α_1 (v_1; u_1)
T: (v_2; prelungirea razei r_2) < 90°
β_2 (w_2; tangenta în punctul 2 la cercul de rază r_2) < 90°
α_2 (v_2; u_2)
Produsul $|\bar{r}_2 \cdot \bar{v}_2|$ - aria paralelogramului care are ca laturi r_2 **și** v_2
Produsul $|\bar{r}_1 \cdot v_1|$ - aria paralelogramului care are ca laturi r_1 și v_1

Deci
$$|\bar{r}_2 \cdot \bar{v}_2| = r_2 \cdot v_2 \sin\gamma_2$$
$$|\bar{r}_1 \cdot \bar{v}_1| = r_1 \cdot v_1 \sin\gamma_1 \qquad \textbf{(3-69)}$$

Relația (3-68) devine:
$$M = \rho g(r_2 v_2 \sin\gamma_2 - r_1 v_1 \sin\gamma_1) \qquad (3\text{-}70)$$
Facem următoarele notații:
$$v_{u_1} = v_1 \cos\alpha_1 \qquad (3\text{-}71)$$
Componenta tangențială a vitezei absolute v_1
$$v_{m1} s\ v_1 \sin\alpha_1 \qquad (3\text{-}72)$$
Componenta meridională a vitezei absolute v_1 **și** similar
$$v_{u_2} = v_2 \cos\alpha_2 \qquad (3\text{-}73)$$
$$v_{m_2} = v_2 \sin\alpha_2 \qquad (3\text{-}74)$$
Cum unghiurile γ și α sunt complementare, rezultă egalitățile:
$$r_2 \cdot v_2 \sin\gamma_2 = r_2 \cdot v_2 \cos\alpha_2 = r_2 \cdot v_{u_2} \qquad (3\text{-}75)$$
$$r_1 \cdot v_1 \sin\gamma_1 = r_1 \cdot v_1 \cos\alpha_1 = r_1 \cdot v_{u_1} \qquad (3\text{-}76)$$
Cu aceste relații, momentul **cantității** de mișcare devine:
$$M = \rho\dot{V}v_{u_2} \cdot r_2 - \rho\dot{V}v_{u_1} \cdot r_1 \qquad (3\text{-}77)$$
Acest moment trebuie transmis lichidului, deci arborele pompei trebuie să dispună de puterea:
$$P = M \cdot \omega \qquad (3\text{-}78)$$
care se mai poate scrie:
$$P = \rho\dot{V}v_{u_2} \cdot r_2\omega - \rho\dot{V}v_{u_1} \cdot r_1\omega \qquad (3\text{-}79)$$
sau
$$P = \rho\dot{V}v_{u_2} \cdot u_2 - \rho\dot{V}v_{u_1} \cdot u_1 \qquad (3\text{-}80)$$
Puterea hidraulică furnizată de pompă se scrie cu relația:
$$P = \rho g\dot{V}H_{t\infty} \qquad (3\text{-}81)$$
Scriind egalitatea ultimilor două relații se obține:
$$gH_{t\infty} = v_{u_2} \cdot u_2 - v_{u_1} \cdot u_1 \qquad (3\text{-}82)$$
care reprezintă ecuația fundamentală a pompelor **hidrodinamice**, numită ecuație în unghiuri deoarece **conține** funcțiile trigonometrice ale unghiurilor α_1 și α_2. Aplicând teorema cosinusului în triunghiurile de viteze la intrare și ieșire.

se obține:

$$w_1^2 = v_1^2 + u_1^2 - 2u_1 v_1 \cos\alpha_1 \qquad (3\text{-}83)$$

$$w_2^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2u_2 v_2 \cos\alpha_2 \qquad (3\text{-}84)$$

De unde se obțin produsele:

$$u_1 v_1 \cos\alpha_1 = u_1 v_{u_1} = \frac{-w_1^2 + v_1^2 + u_1^2}{2} \qquad (3\text{-}85)$$

$$u_2 v_2 \cos\alpha_2 = u_2 v_{u_2} = \frac{-w_2^2 + v_2^2 + u_2^2}{2} \qquad (3\text{-}86)$$

care înlocuite în relația (3-84) , rezultă:

$$gH_{t\infty} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \qquad (3\text{-}87)$$

relație care poartă denumirea de ecuație fundamentală în viteze.

în cazul pompelor de fabricație curentă, α_1 =90°, datorită faptului că nu există stator la intrare, în firele fluide execută o simplă întoarcere la 90°.

în acest caz, ecuația (3-82) devine:

$$gH_{t\infty} = v_{u_2} \cdot u_2 \qquad (3\text{-}88)$$

3.7.5. Exploatarea turbopompelor

3.7.5.1. Pornirea și oprirea agregatelor

în cazul în care s-au efectuat intervenții la legăturile motorului electric, înainte de pornirea agregatului de pompare, trebuie să se verifice dacă sensul de rotație este cel corect.

Pentru amorsare, conducta de aspirație și pompa trebuie umplute cu lichid pană la nivelul conductei de refulare.

Pompele centrifuge se pornesc cu vana de pe conducta de refulare închisă, iar pompele diagonale și axiale, dacă sunt prevăzute cu vane de refulare, se pornesc cu vana complet deschisă.

Pompele care au fost pornite cu vana de refulare închisă nu trebuie lăsate să funcționeze timp îndelungat cu vana închisă, deoarece se încălzesc. Pompele centrifuge nu trebuie să funcționeze fără lichid. După pornire, vana de refulare se deschide complet numai după atingerea turației de regim.

La pomparea lichidelor calde, înainte de punerea în funcțiune, pompa trebuie încălzită încet până la temperatura de regim.

In timpul funcționării pompei este necesar să se efectueze următoarele operații:

- să se verifice ca inelele de ungere să se rotească liber împreună cu arborele;
- să se observe ca temperatura lagărelor să nu depășească 60 -70 ° C;
- se controlează nivelul de ulei;
- se controlează răcirea pompei în cazul pompării lichidelor fierbinți.

Trebuie respectate cu strictețe normele de tehnica securității muncii, știind că organele în rotație și lichidul pompat prezintă pericol.

Pentru oprirea agregatului de pompare sunt necesare următoarele operații:

- închiderea progresivă a vanei de refulare, acolo unde există:
- oprirea motorului:
- închiderea robinetelor manometrului și a țevilor prin care se introduce apa în presgarnitură și apa de răcire la lagăre.

în cazul unor temperaturi ambiante scăzute, după oprirea pompei se golesc de apă atât pompa, cât și conductele.

3.7.5.2. Defectele turbopompelor

în timpul punerii în funcțiune și a exploatării pompelor, pot apărea o serie de defecte care pot duce la avarierea și altor agregate și utilaje, în afară de agregatul de pompare propriu-zis. Principalele defecte cauzele care le produc și măsurile ce trebuie luate pentru înlăturarea lor sunt prezentate în tabelul 3.4.

Tabelul *3.4.* Defecte, cauze și măsuri de remediere

Defecte	Cauze	Măsuri pentru înlăturare
Pompa nu aspiră	Pompa și conducta de aspirație nu sunt pline cu lichid.	Se completează lichidul și se elimină bulele de aer.
	Pătrunde aer în conducta de aspirație.	Se determină locul neetanșeității și se etanșează.
	Aerul din pompă și conducta de aspirație nu este evacuat.	Se deschid robinetele de aerisire și se umple pompa cu lichid.
	Ventilul de reținere al sorbului nu se deschide suficient.	Se curăță ventilul de reținere al sorbului și se repara.
	Sita sorbului este înfundată.	Se curăță sita.
	înălțimea de aspirație este prea marc.	Se montează pompa la înălțimea de aspirație corespunzătoare.
	Rotorul se rotește în sens invers.	Se schimbă legăturile electrice .
Pompa aspiră aer și nu refulează.	Vana de refulare este închisă.	Se deschide vana.
	Rotorul sau aparatul director sunt înfundate.	Se demontează pompa și se curăță.
	Vana de refulare nu este închisă.	Se închide vana și se deschide pe măsură ce crește turația.
	Rotoarele sunt montate greșit.	Se demontează pompa și se montează corect rotoarele.
Pompa necesită Ia pornire o putere mai mare decât cea normală.	Dispozitivul de echilibrare nu funcționează.	Se verifică dispozitivul de echilibrare.
	Presgarniturile sunt prea strânse.	Se slăbesc presgarniturile.
Debitul pompei este sub cel normal.	Pompa este înfundată.	Se curăță rotorul și aparatul director
	Vana de refulare este înfundată.	Se controlează vana .
Pompa se încălzește.	Vana de refulare era închisă.	Se deschide vana de refulare.
	Presgarniturile sunt stânse prea mult.	Se slăbesc presgarniturile.
	Nu funcționează dispozitivul de răcire.	Se controlează conductele și robinetul dispozitivului de răcire.
	Fundația slabă.	Se consolidează fundația.
Pompa vibrează	Șuruburile de fixare nu sunt strânse.	Se strâng șuruburile de fixare.
	Conductele nu sunt bine fixate	Se consolidează conductele.
	Există pungi de aer în con-ducta de aspirație	Se înlătură aerul și se etanșează conducta.

3.7.5.3. Reglarea debitului

Funcție de condițiile de exploatare ale instalațiilor se impun modificări ale debitului pompelor, iar cele mai uzuale moduri de realizare sunt: închiderea parțială a unor valvule, recircularea unei cantități de fluid cu ajutorul conductelor de by- pass, modificarea turației și mai rar înclinarea paletelor rotorice sau statorice. în figura 3.22 sunt prezentate

caracteristicile pompelor și ale instalațiilor precum și modul de determinare al punctului de funcționare.

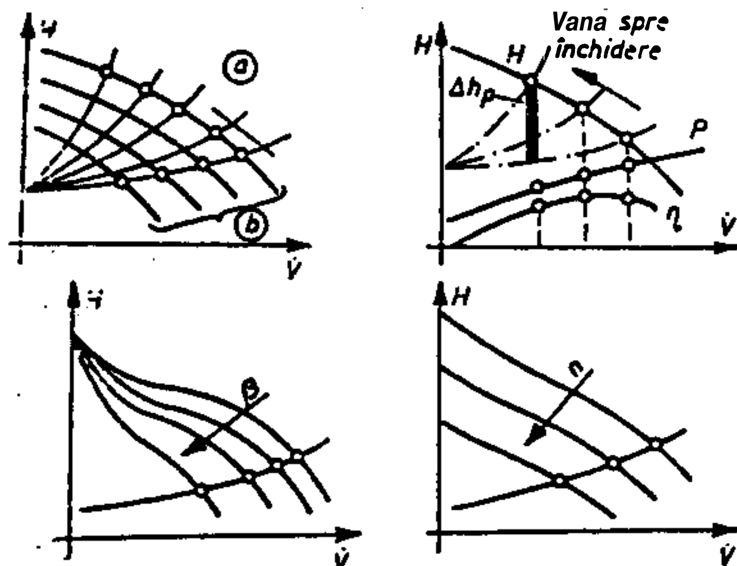


Fig. 3.22. **Reglarea debitului pompelor**

închiderea parțială a unei valvule este un procedeu simplu de reglare a debitului modificând secțiunea de trecere a fluidului printr-o valvulă montată pe conducta de refulare. Se realizează o pierdere de sarcină hidraulică suplimentară în conducta de refulare astfel încât se modifică caracteristica exterioară. Deplasarea punctului de funcționare arată că la reducerea debitului apare și reducerea presiunii de refulare. Este o metodă care se aplică în principal la pompele centrifugale. Rezultate similare pot fi obținute și dacă valvulă este montată pe aspirația pompei cu condiția ca pompa să aibă rezervă de $NPSH_d$.

Recircularea unei cantități de fluid este un procedeu care constă în montarea pe refularea pompei a unei conducte de by-pass care permite întoarcerea fluidului în aspirația pompei sau în tancul de aspirație. Prin deschiderea valvulei de pe conducta de by-pass pompa va debita un debit pe conducta de refulare principală și un debit de by-pass. Acest procedeu se aplică pompelor volumice dar este utilizat și pentru instalațiile de pornire ale pompelor centrifugale, la care pornirea se va face cu valvulă de pe conducta de by-pass deschisă.

Modificarea turației pompei este o metodă utilizată atunci când motorul de antrenare al pompei permite modificarea turației.

3.7.5.4. Funcționarea pompelor în paralel

în cazul în care debitul unei singure pompe nu este suficient pentru satisfacerea cerințelor consumatorilor din rețea, se pot cupla în paralel două sau mai multe pompe. în mod obișnuit aspirația este independentă pentru fiecare pompă, refularea flcându-se într-o conductă comună. Pompele care se cuplează în paralel pot avea aceeași caracteristică (pompe identice) sau caracteristici diferite (pompe diferite). Pot fi cuplate în paralel pompe diferite cu condiția ca în punctul de racordare a celor două conducte de refulare să se poată realiza aceeași sarcină pentru arabele pompe. Pentru cazul cuplării în paralel a două pompe identice caracteristica funcționării în comun poate fi urmărită în figura 3.23a, în care caracteristica este determinată ca fiind dublul caracteristicii unei singure pompe.

3.7.5.5. Funcționarea pompelor în serie

In practică se pot ivi situații în care debitul livrat de pompă este suficient pentru alimentarea consumatorilor, în schimb înălțimea de pompare este prea mică. Uneori această problemă se poate rezolva cuplând în serie două sau mai multe pompe. In această situație prima pompă aspiră apa din magistrală sau din tanc și o refulează în aspirația pompei care urmează după ea. Evident, este posibil ca fiecare pompă din montajul in serie să fie multietajată. Caracteristica funcționării a două pompe identice montate în serie poate fi urmărită în figura 3.23 b. Dacă din punct de vedere hidraulic funcționarea în serie a unui număr oarecare de pompe este posibilă, condițiile de rezistentă sunt adeseori prohibitive, impunând creșterea grosimilor pereților rotorului, camerei spiralei etc.

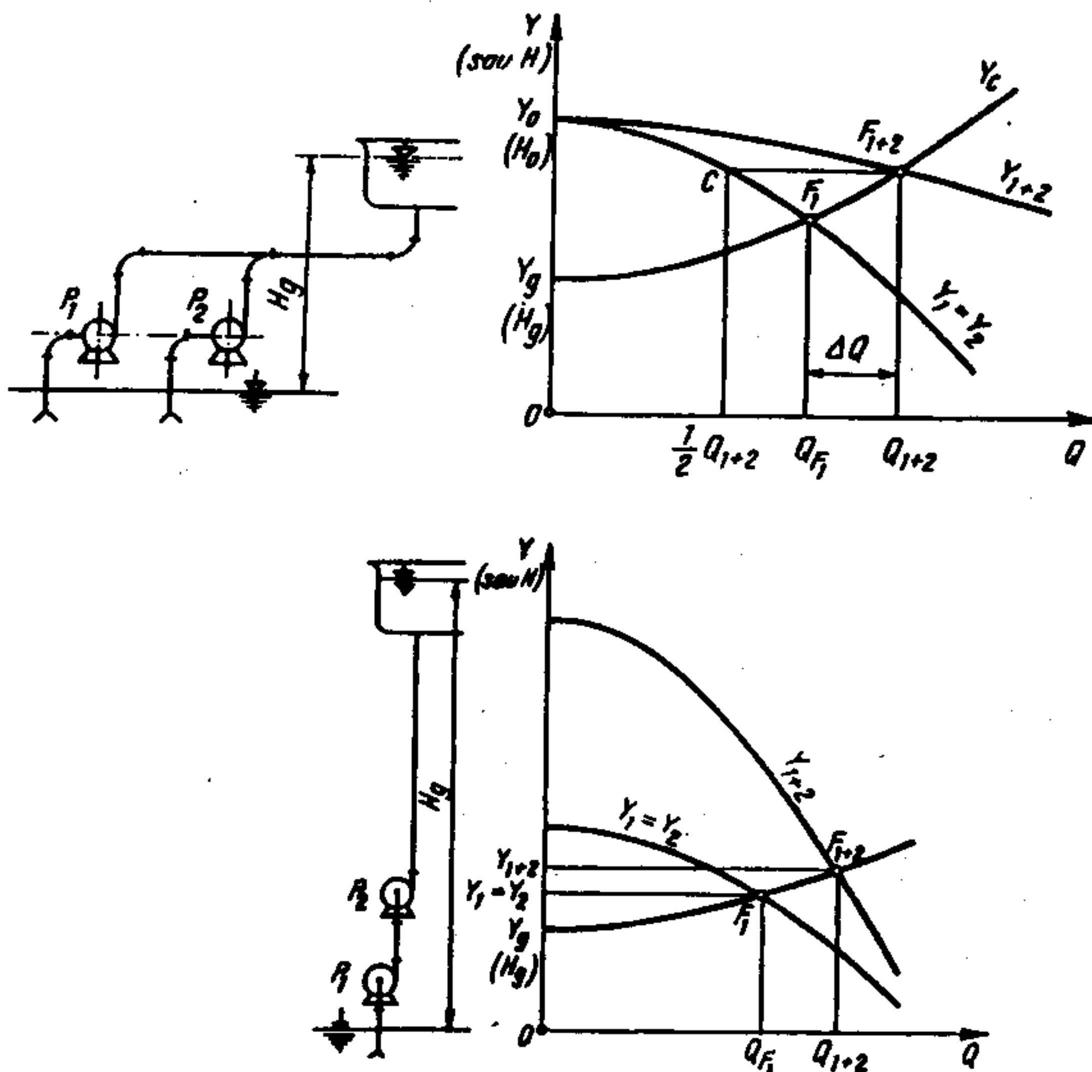


Fig.3.23. Funcționarea pompelor în: a) paralel; b) serie

3.8. Pompe cu inel de lichid

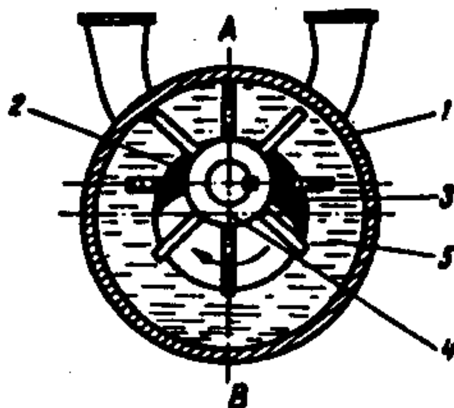
Sunt **utilizate** pentru **amorsarea** pompelor centrifuge din unele instalații (**balast, santină,** răcire pistoane etc.) precum și pentru crearea vidului necesar diverselor procese tehnologice.

Carcasa cilindrică / este prevăzută cu două capace frontale în care sunt practicate orificiile 2 și 3, în comunicare cu **conducta** de refulare, respectiv de aspirație.

Rotorul *4* este dispus excentric față de **carcasă.** înainte de prima punere în funcțiune, pompa se umple parțial cu lichid auxiliar.

După pornire lichidul este obligat datorită forțelor centrifuge și de viscozitate să formeze un inel concentric cu carcasa.

Astfel între paletele rotorului se **formează** spații libere de diferite dimensiuni care sunt delimitate de butucul **rotorului**, paletele **învecinate,** inelul de lichid **și capacele** frontale.



Fi 3 24 Schema unei . . de vid cu inel de lichid

1 **- carcasa cilindrică;** *2* **- orificiu de** refulare; *3***- orificiu de aspirație ;** *4***- rotor;** *5***- inel** de **lichid.**

Urmărind sensul de rotație se constată Că pe porțiunea A(C) B volumul **interpaletar** Crește ceea ce crează o depresiune pe conducta de aspirație, iar între punctele B(D)A volumul se **micșorează,** ceea ce provoacă evacuarea fluidului prin conducta de refulare.

Vidul maxim care poate **fi** creat de către o pompă cu inel de lichid (apă) nu trebuie să scadă sub presiunea de **vaporizare** a lichidului auxiliar (apa).

în cazul apei (ca lichid auxiliar) la **temperatura** de 20° C (p_v**=2.38 kNm⁻**)
ceea ce corespunde la **cca 17,53** mm cHg, vidul maxim va fi:

$$a_{teoretic} = \frac{760 - 17{,}53}{760} \cdot 100 = 97{,}69\%$$

Pompele cu un singur etaj pot atinge 95% din vidul **teoretic,** deci la temperatura de 20° C pentru apă se poate atinge un vid de 92,7 %. Dacă este necesară obținerea unui vid mai avansat se realizează pompe cu două etaje, iar **lichidul** auxiliar va fi puternic răcit.

În cazul antrenării cu ME. turația pompei poate fi reglată cu ajutorul unui **reostat** între **3000-13 000 rot / min.**

3.9. Pompe cu membrană

Sunt utilizate pentru pomparea diverselor produse care de multe ori nu trebuie să vină în contact cu părțile instalației de pompare, să nu fie alterate de uleiul de ungere sau să nu se prelingă în cavitatea de lucru.

Funcție de natura fluidului antrenat, presiunea de lucru și destinație membranele pot fi confecționate din:

a) Materiale moi: piele: cauciuc; mase plastice.

b) Materiale metalice: alpaca; bronz fosforos: oțel.

Pistonul *4* acționat printr-un mecanism bielă - manivelă de către motorul de antrenare, imprimă lichidului auxiliar *6* o mișcare alternativă, provocând deplasarea elastică a membranei și deci modificarea volumului camerei de lucru și în final pomparea.

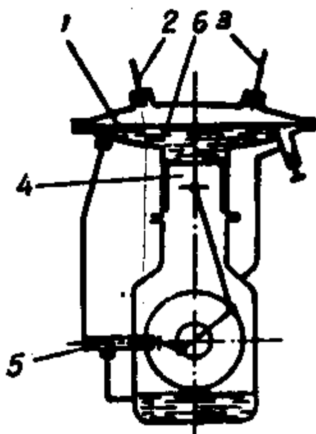


Fig.3.25. Pompă cu membrană metalică
7- membrana metalică; 2 - supapa de aspirație; *3* - supapa de refulare; *4* - piston; *5* • pompă cu piston auxiliari; *6* - lichid auxiliar.

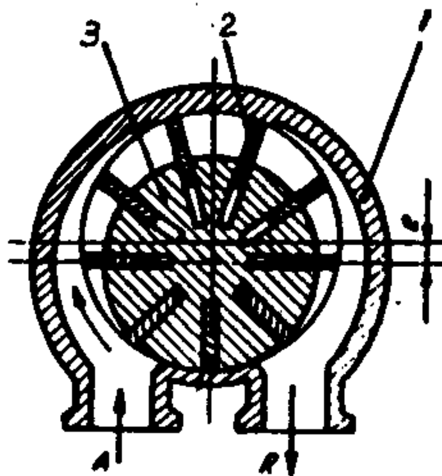


Fig.3.26. Pompă cu palete glisante
/ - carcasă; 2 - paleta glisantă; *3*- rotor.

Pompa de compensație *5* este folosită pentru completarea lichidului auxiliar pierdut.

Dacă ΔV este variația de volum între cele două poziții extreme ale membranei, atunci debitul teoretic refulat de pompă pentru n rot/min turația motorului de antrenare va fi:

$$\dot{V}_t = \Delta V \cdot \frac{n}{60} \quad ra^3/s \qquad (3\text{-}89)$$

3.10. Pompă cu palete glisante

Acest tip de pompe sunt adesea utilizate la acționările hidraulice, deoarece prin variația excentricității permite modificarea debitului la turație constantă:

p_{max} = 140 bar;
V = 4 - 360 l/min
η_m = 0.95

$\eta_v = 0.95$

În timpul **funcționării** paletele se **deplasează** în canale datorită forței centrifuge și **rămân** mereu în contact cu peretele interior al carcasei.

Dacă pompa cu palete glisante este construită pentru presiuni mai mari de 60 **bar** construcția pompei trebuie să permită echilibrarea hidraulică a rotorului, ceea ce se obține adesea prin orificiu dublu de aspirație și refulare, dispuse la 180 ° unele față de altele.

3.11. Pompe **cu** jet

Principiu de fimcționare:

Agentul de lucru **conține** o **mare** cantitate de energie. Agentul **pompat** primește o parte din energia agentului de lucru. Agentul de lucru este abur și **apă**, deci pompele se clasifică în pompe cu jet de abur și pompe cu jet de apă.

3.11.1. Pompe cu jet de abur

Aceste pompe folosesc energie cinetică a aburului pentru transportarea prin conductele **instalației** a fluidelor cu viscozitate mică.

Asemenea pompe cu o largă utilizare la navele în instalațiile de extracție a aerului din condensatoare în scopul **menținerii** unui vid optim, cat și în sistemul de **santină** în scopul deplasării diferitelor lichide prin **rețelele instalației** hidraulice.

H_{1H} - presiunea agentului de lucru la intrarea în ajutajul 1:
H_2 - vacuumul format în camera de amestec 2:
Z_r - **înălțimea lichidului** în tancul de refulare.
p_0 - presiunea la suprafața lichidului în tancul de refulare:
l_r - **rezistențele** hidraulice pe conducta de refulare:
p_a - presiunea la **suprafața** lichidului în tancul de aspirație;
Z_a - **înlțimea** lichidului în tancul de **aspirație;**
l, - **rezistențele** hidraulice pe conducta de aspirație

$$H_2 = Z_a + \frac{p_a}{\gamma} + h_a$$ $H_2; Z_a; h_a$ [mCA]

p. [kgf /m²]; γ [kgf/m³];

$$H_3 = Z_r + \frac{-}{\gamma} + h_r$$ $H_3; Z_r; h_r$ [mCA]

Po [kgf /m²]; γ [kgf/m³];

Fie
$\dot{V}_1 [m^3/s]$ debitul agentului de lucru:
$\dot{V}_2 [m^3/s]$ debitul lichidului de transportat:
$\dot{V} [m^3/s]$ debitul de amestec.
$\dot{V} = \dot{V}_1 + \dot{V}_2 [m^3/s]$

Procesul care are loc în pompele cu jet de abur poate Ω **împărțit** în trei etape:
a) - scurgerea aburului prin ajutaj:
b) - aspirația și amestecul cu agentul de lucru:
c) - comprimarea amestecului.

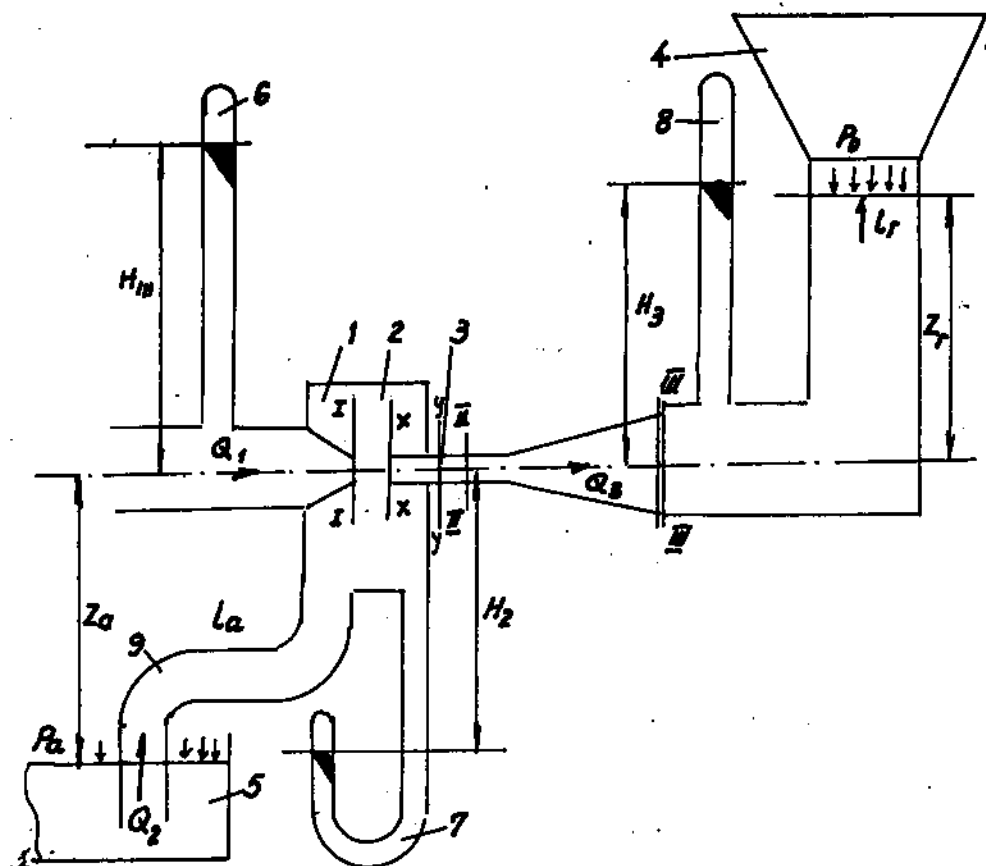


Fig.3.27. Pompă cu jet de abur

1 - ajutaj (**energia potenţială** de presiune se va transforma în energie cinetici); **2-camera** de **amestec;*3*-difuzor(**energia cinetică a amestecului se transformă în energia potenţială de presiune); *4* - tanc de **refulare;** 5 - tanc de aspiraţie; *6* - tub **piezometric** (indică presiunea agentului de lucru înainte de a intra în ajutajul ***1*);** 7- tub piezometric (indică vacuumul în camera de amestec 2); *8* **-tub** piezometric (**indică** presiunea **de** refulare la ieşirea din difuzorul *3); 9*- conducta de aspiraţie)

a) Scurgerea aburului prin ajutaj

Fie po - **presiunea ;** t_0 - temperatura; i_0 - **entalpia** -parametrii aburului la intrarea în **ajutaj.**

p_1 - presiunea; t_1 - temperatura; i_1 - entalpia - **parametrii** aburului la ieşirea din **ajutaj.**

La scurgerea prin ajutaj energia potenţială a aburului se transformă în energie cinetică.

Fie c_1 - viteza aburului la ieşirea din **ajütaj,**

$c_1 = f(i_0, i_1)$ sau $c_1 = f(\Delta i)$

$$c_1 = 91{,}53\varphi\sqrt{i_0 - i_1}; \ \varphi = 0{,}88 - 0{,}92 \qquad (3\text{-}90)$$

b) Aspiraţia şi amestecul cu agentul de lucru

Fie $m_{ab} = \dfrac{G_{..}}{g}$ masa aburului;

c_1 - viteza aburului la ieşire;

$m_{asp} = \frac{G_{asp}}{g}$ **masa** lichidului **aspirat;**

c_{as} - viteza fluidului aspirat la intrarea în camera de amestec:

c_x - viteza **amestecului** în secțiunea x - x

Conform teoremei impulsului putem scrie:

$$m_{as} \cdot c_1 + m_{asp} \cdot c_{asp} = (m_{ab} + m_{asp})c_x$$

Viteza obținută în camera de aspirație:

$c_{asp} = 80 \div 130$ **m/s**

c) Comprimarea amestecului

În secțiunea x - x viteza amestecului atinge valoarea **maximă**, după care începe să **scadă**, permițând creșterea presiunii atât în **confuzor**, cât și în **difuzorul ejectorului.**

c_1) Comprimarea amestecului în confuzor

între două secțiuni x - x și y - y

$$\frac{mc_x^2}{2} + I_x = \frac{mc_y^2}{2} + I_y \quad \text{sau}$$

$$\frac{c_x^2}{2} + i_x = \frac{c_y^2}{2} + i_y \quad \text{sau} \tag{3-91}$$

$$\Delta i = \frac{1}{2}(c_x^2 - c_y^2) \quad \text{unde} \; \Delta i = i_y - i_x$$

Considerând **comprimarea adiabatică:**

$$i_y - i_x = \frac{k}{k-1}(p_y \cdot v_y - p_x \cdot v_x) \quad \text{sau}$$

$$\frac{1}{2}(c_x^2 - c_y^2) = \frac{k}{k-1}(p_y \cdot v_y - p_x \cdot v_x) \quad \text{deci}$$

$$c_y = \sqrt{c_x^2 - 2\frac{k}{k-1} p_x \cdot v_x \left(\frac{p_y \cdot v_y}{p_x \cdot v_x} - 1\right)} \tag{3-92}$$

$$p_x \cdot v_x^k = p_y \cdot v_y^k \Rightarrow \left(\frac{v_x}{v_y}\right)^k = \frac{p_y}{p_x} \Rightarrow \frac{v_x}{v_y} = \left(\frac{p_y}{p_x}\right)^{\frac{1}{k}}$$

$$\frac{v_y}{v_x} = \left(\frac{p_x}{p_y}\right)^{\frac{1}{k}}$$

$$\frac{p_y}{p_x} \cdot \left(\frac{p_x}{p_y}\right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{p_y}{p_x}\right)^{1-\frac{1}{k}} = \left(\frac{p_y}{p_x}\right)^{\frac{k-1}{k}} \tag{3-93}$$

$$c_y = \sqrt{c_x^2 - 2\frac{k}{k-1} \cdot p_x \cdot v_x \left[\left(\frac{p_y}{p_x}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]} \quad \left[\frac{m}{s}\right]$$

$$v_x = \frac{V_x}{m}; \quad v_y = \frac{V_y}{m}; \quad V_y = m v_y = A_y \cdot c_y$$

$$m = \frac{A_y \cdot c_y}{v_y};$$ din **transformarea adiabată:**

$$p_y v_y^k = p_x v_x^k \Rightarrow v_y = \left(\frac{p_x}{p_y}\right)^{\frac{1}{k}} \cdot v_x$$

deci $$\frac{A_y}{v_x\left(\frac{p_x}{p_y}\right)^{\frac{1}{k}}}\sqrt{c_x^2 - 2\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p_y}{p_x}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]} \quad [kg]$$

Dacă transformarea este **politropă** rezultă:

$$m = \frac{A_y}{v_x\left(\frac{p_x}{p_y}\right)^{\frac{1}{n}}}\sqrt{c_x^2 - 2\frac{k}{k-1}p_x v_x\left[\left(\frac{p_y}{p_x}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]} \quad [kg] \qquad (3\text{-}94)$$

c_3) Comprimarea amestecului în difuzor

Amestecul continuă să-și piardă din **viteză, mărindu-și** în schimb presiunea.

Determinarea volumului specific al amestecului la ieșirea din **difuzor:**

$$v_{III}^k p_{III} = v_{II}^k p_{II} \Rightarrow v_{III} = (p_{II} / p_{III})^{\frac{1}{k}} v_{II}$$

Cantitatea de abur necesară funcționării pompei cu jet este de **cca** 5 ori mai mare decât cantitatea amestecului comprimat de pompă.

Viteza amestecului la ieșirea din ejector este de **cca** 50 **m/s**

Comprimarea se face de **cca** 7 ori.

La montarea pompelor cu jet trebuie avut în vedere că axa difuzorului să coincidă cu axa **ajutajului**, iar între ajutaj și difuzor să **fie** o distanță optimă.

Avantaje ale **pompelor** cu **jet:**

- gabarite reduse:
- greutate mică;
- simple din punct de vedere constructiv și al exploatării;
- ușor de pus în funcțiune:
- ieftine.

Dezavantaje - **consum** mare de abur.

3.11.2. Pompe cu jet de apă

Agentul de lucru - apa

Aceste pompe sunt folosite la stins **incendiu**, în sistemul de inundare a **compartimentelor.**

$V = W \div 400 m^3/h; \quad H_{ga} = 6[m]$

Determinarea vitezei lichidului la ieșirea din ajutaj:

Notații:

p_1 - presiunea lichidului la intrarea în ajutaj

p_2 - presiunea lichidului la ieșirea din ajutaj

φ - coeficientul de pierderi

c_1 - viteza lichidului la intrarea în ajutaj

c_2 - viteza lichidului la ieșirea din ajutaj

Conform **relației** lui Bernoulli:

$$\frac{mc_1^2}{2} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{mc_2^2}{2} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 \qquad \text{dar } z_1 = z_2 = z_0 \qquad (3\text{-}95)$$

sau dacă m = 1/g; m=1kg; **1kgf.**

$$\frac{c_1^2}{2} + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} \quad \text{sau dacă } c_1 = 0 \Rightarrow$$

$$\frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\gamma} \Rightarrow c_2 = \varphi\sqrt{\frac{2g}{\gamma}(p_1 - p_2)} \qquad [m/s] \qquad (3\text{-}96)$$

φ=**0,97 - 0,99**

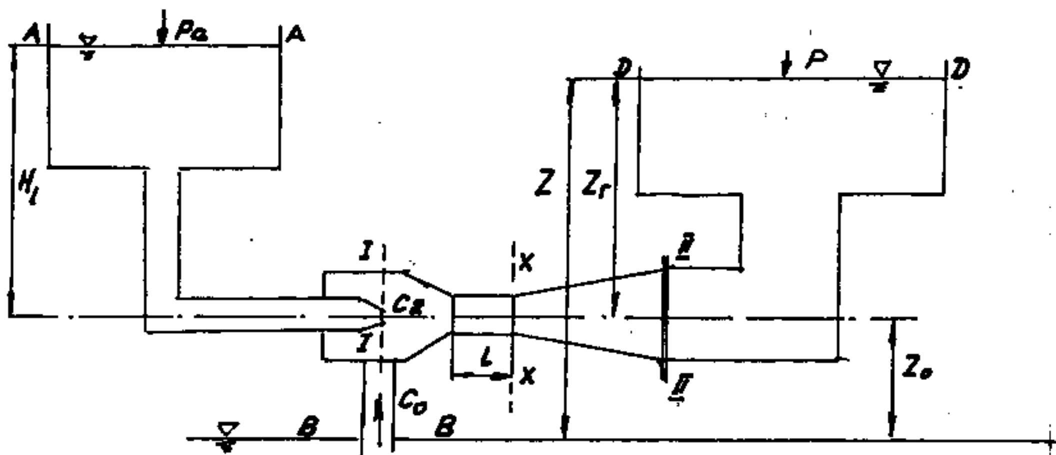


Fig. 3.28. Pompă cu jet de apă

Dacă masa unitară de fluid rămâne constantă atunci:

$$H_e + \frac{P_a}{\gamma} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} + h_d \qquad (3\text{-}96)$$

P_2 - presiunea apei la ieșirea din ajutaj; **c_2** - viteza la ieșirea din ajutaj; **$h_a \approx 0$**

h_d - pierderi hidraulice în **ajutaj;** h - pierderi hidraulice pe **conductă** până la ajutaj;

Cauzele principale care pot provoca funcționarea anormală a pompei cu jet de apă sunt **următoarele:** %

- axa difuzorului nu coincide cu axa ajutajului
- distanța dintre ajutaj și difuzor nu este cea optimă
- sita sorbului de aspirație este înfundată.

3.12. Conducte

3.12.1. Generalităţi

Conductele se folosesc la transportul şi distribuţia agenţilor de lucru, fiind părţi distincte din instalaţiile în care se montează. Conductele reprezintă totalitatea elementelor constructive asamblate etanş. Agentul de lucru reprezintă fluidul care este transportat prin sistemul de conducte. Caracteristicile fluidului sunt reprezentate de natura, proprietăţile şi parametrii acestuia determinând caracteristicile fizico - chimice. Caracteristicile fizico-chimice ale fiecărui fluid sunt analizate în scopul stabilirii compatibilităţii acestora cu diversele materiale utilizate în fabricarea conductelor. Acest lucru permite alegerea corectă a materialului conductei, asigurarea integrităţii şi etanşeităţii conductei pe întreaga durată de utilizare precum şi realizarea calităţii suprafeţei conductei printr-o curăţire şi tratare corespunzătoare în perioada de montaj, fie printr-o protejare suplimentară. Protecţiile îndeplinesc rolul de a asigura şi menţine integritatea suprafeţelor interioare şi exterioare ale conductei şi pot fi de natură mecanici chimică sau termică, realizându-se prin placare interioară, căptuşire cu elastomeri, vopsire exterioară, învelire anticorozivă şi prin izolare termică.

Parametrii specifici circulaţiei fluidului (debitul, presiunea, temperatura) sunt mărimi care determină dimensiunile şi structura traseului conductei şi se folosesc în calculul hidraulic, termic şi mecanic al conductei.

O conductă se caracterizează prin : diametru interior, diametru exterior, lungime.

Tabelul3.5. **Valorile standardizate ale diametrului nominal**

Diametrul nominal	Valori standardizate
Foarte mic	1: 1.2: 1.5: 2: 2,5: 3: 4: 5: 6: 8: 10: 15.
Mic	20: 25: 32: 40: 65: 80.
Mediu	100: 125: 150: 200: 250: 300: 350: 400.
Marc	500: 600: 700: 800: 900.
Foarte mare	1000: 1200: 1400: 1600: 1800: 2000....

Tabelul3.6. **Corespondenţa diametrului exterior exprimat în milimetri şi în inches.**

Milimetri	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Inches	3/16	5/64	1/8	5/32	13/64	15/64	9/32	5/16	23/64
Milimetri	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Inches	25/64	7/16	15/32	33/64	35/64	19/32	5/8	43/64	45/64
Milimetri	19	20	21	22	23	24	25	25,39	
Inches	3/4	25/32	53/64	55/64	29/32	15/16	63/64	64/64	

Sunt utilizate la: balast, santină şi drenaj, transport gaze sau lichide petroliere, agenţi otrăvitori, apă pentru căldări şi caldarine, combustibil, ulei, apă răcire, aer comprimat, gaze, ventilaţie, supraplin, sonde, etc.

Pot fi executate din: oţel, fontă, cupru, alamă, bronz, mase plastice, cauciuc, etc.

O conductă se identifică prin diametrul nominal şi grosime (diametrul nominal-diametrul secţiunii de trecere ≈ diametrul interior)

Din punct de vedere funcţional o conductă poate fi studiată funcţie de presiunea nominală (presiunea maximă ce poate exista în instalaţie în timpul exploatării).

La probe se ia $p_p = 1{,}5\ p_n$, în cazul $p_n \leq 50$ bar.

Tabelul 3.7. **Valorile standardizate ale presiunii nominale**

Presiunea nominala	Valori standardizate
Joasă presiune	1; 2,5; 6; 10; 16.
Medie presiune	25; 40.
Înaltă presiune	64: 100: 160; 250; 320; 400; 640.
Foarte înaltă presiune	1000; 1600; 2500

În cazul circulației lichidelor sau gazelor fierbinți presiunea de lucru va fi mai scăzută funcție de temperatura fluidului de lucru.

Tabelul 3.8. **Presiunea funcție de temperatură**

Presiunea nominală p_n	Temperatura ° C					Presiunea de probă
	100	150	200	250	300	
25	25	22	20	18	17	40

Conform RNR conductele se împart în 3 clase funcție de natura fluidului vehiculat, de nivelul de presiune și temperatură:

Tabelul 3.9. **Clasificarea conductelor**

Destinația conductei	Clasa I		Clasa U		Clasa III	
	Presiune bar	Mediu temp.	Presiune bar	Mediu temp.	Presiune bar	Mediu temp.
Otrăvuri, fluide agresive, material inflamabil. t_m<60°C	-	•	-	-	•	•
Abur	> 16	sau > 300	≤ 16	și ≤ 300	17	și 1170
Combustibil	> 16	sau > 150	≤ 16	și 1150	17	și 160
Aer. gaz. apă, ulei.	> 40	sau > 300	≤ 16	și ≤ 300	≤ 16	și ≤ 200

3.12.2. Elemente de calcul de verificare

în cazul tubulaturilor standardizate nu se mai fac verificări, dar pentru anumite instalații este necesară verificarea grosimii conductei.

Se poate utiliza relatia:

$$\delta = \frac{p_p \cdot D_a}{2\sigma a} \tag{3-97}$$

p_p N/mm² - presiunea de probă; D_a ram - diametrul nominal:

σ_a N/mm² - efortul unitar admisibil la tracțiune pentru materialul considerat.

Pentru conductele sudate (sudură pe o singură punte)

$$\delta = \frac{P_b \cdot D_a}{2 \cdot 0{,}7 \cdot \sigma_a} \tag{3-98}$$

$$\delta = \frac{P_b \cdot D_a}{2 \cdot 0{,}9 \cdot \sigma_a} \text{ (sudură pe ambele părți)} \tag{3-99}$$

Grosimea peretelui conductei conf. RNR

$$S = S_0 + b + c \qquad \text{mm} \qquad (3\text{-}100)$$

$$S_0 = \frac{d \cdot p}{20 \cdot \sigma_a \cdot \varphi} + p \qquad \text{mm} \qquad (3\text{-}101)$$

d mm - diametrul exterior al țevii

p bar - presiunea maximă de lucru

Φ - coeficient de rezistență

$\varphi \sim 1$

$b = \frac{1 \quad \ddot{u}}{2,5 \quad K} S_o$ mm - **coeficientul care ia în considerare sudura grosimii datorită** îndoirii:

R mm - raza medie a curbei;

c m - adaos pentru coroziune funcție de materialul conductei și de destinație.

σ_a N/mm^2 - efortul unitar admisibil la tracțiune;

$\sigma_a = \frac{\sigma}{2,1}$ - pentru oțel și aliaje de oțel.

în cazul în care nu există prescripții speciale

$\sigma_a = 0,35\, \sigma_r$

σ_r N/mm^2 - efortul unitar la rupere.

3.12.3. Sistemele de îmbinare a conductelor

Traseele conductelor se realizează prin asamblarea elementelor acestora. Procedeele și tehnologiile aplicate la asamblarea diverselor elemente de conductă trebuie să asigure rezistența mecanică și o etanșeitate corespunzătoare. Asamblările trebuie să mențină integritatea față de acțiunile corozive și erozive ale fluidelor transportate prin conducte la temperaturile și presiunile de funcționare.

îmbinările pot fi: - nedemontabile;
- demontabile: cu flanșă; cu filet; speciale.

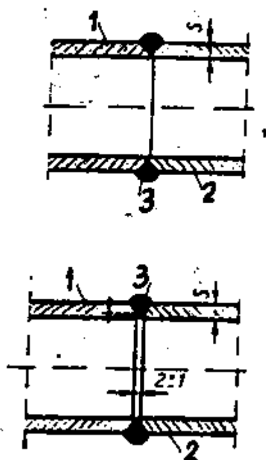


Fig. 3.29. îmbinare nedemontabilă
7- traseu conductă; 2- traseu conductă
3 -cordoane de sudură;

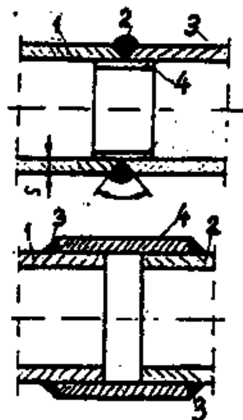


Fig. 3.30. îmbinare nedemontabilă
/. traseu conductă; 2- cordon sudură;
3- traseu conductă. 4- traseu de îmbinare

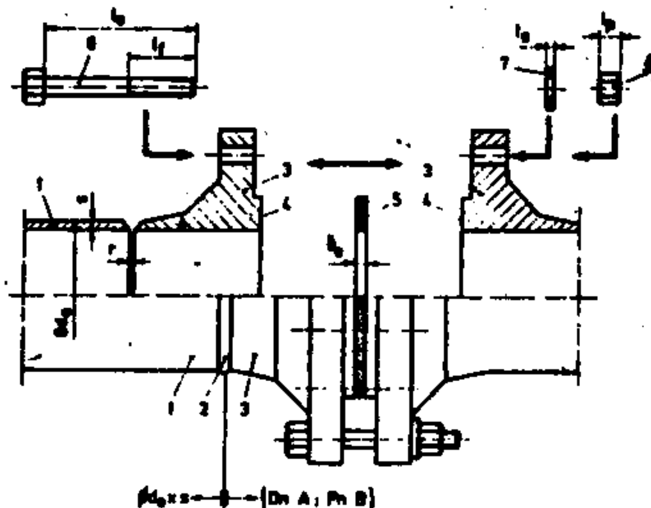


Fig.3.31. Reperele asamblării cu flanșe
1-**element** de **conductă;** 2- cordon de sudură; 3- flanșă; 4- **suprafață** de **etanșare;** 5- garnituri de **etanșare;** 6- șurub; 7- șaibă; 8- **piuliță;**.

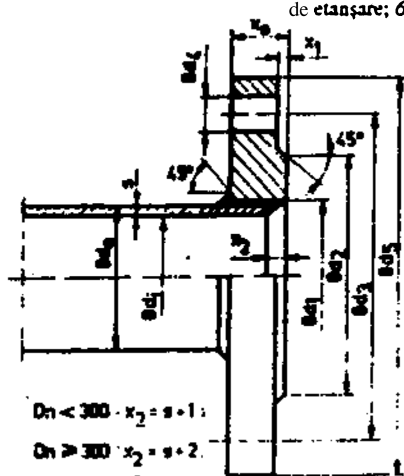


Fig.3.32. îmbinare *cu* flanșă
1 - traseu **conductă;** 2 - flanșă pentru 1; 3- garnitură; 4- flanșă pentru 5; 5- traseu **conductă;** 6- cordoane de sudură.

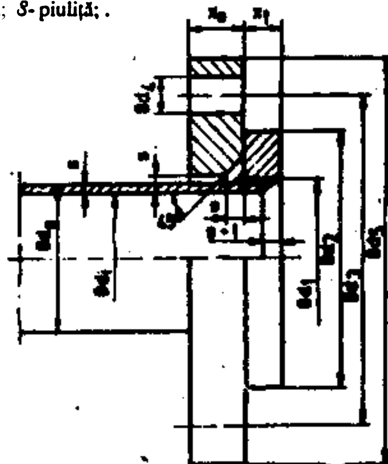


Fig.3.33. îmbinare cu flanșă **mobilă**
1- traseu **conductă;** 2- flanșă **mobilă;** 3 -**flanșă sudată;** 4- cordon de sudură.

Cuplări ***elastice***

Au ca rol să nu transmită vibrațiile unui agregat la restul **instalației.**

Compensatori

Pot prelua **deformațiile** unei **tubulaturi** datorate fie:

- variațiilor de **temperatură;**
- **deformațiilor** corpului navei.

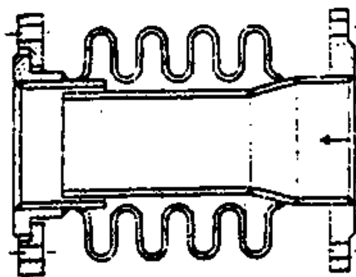


Fig.3.34. Compensator cu burduf
/- traseu conductă; 2- burduf;
3 -traseu conductă.



Fig.3.35. Compensator sub formă de Ură



Fig.3.36. Compensator sub formă dc spiră

3.13. Armături

Armăturile reprezintă elementele de conductă prin intermediul cărora circulaţia fluidelor este controlată, dirijată şi reglată permanent, corespunzător condiţiilor de exploatare ale instalaţiilor in caresunt montate. Prin armături se înţelege, în general, dispozitivele montate pe agregate, pe recipiente, conducte şi pe alte instalaţii care conţin un fluid sub presiune şi cu ajutorul lor se comandă: alimentarea instalaţiei; distribuirea fluidului din instalaţie; stabilirea sau întreruperea legăturii între agregate şi conducte, precum şi între diferite porţiuni ale conductei; reglarea debitului, presiunii, nivelului şi a temperaturii; descărcarea instalaţiei.

în mod convenţional sunt considerate armături si aparatele şi dispozitivele de control şi siguranţă a instalaţiei (manometre, aparate indicatoare de nivel, supape de siguranţă).

3.13.1.Clasificarea armăturilor

a) După destinaţie:

1 - armături închidere - deschidere; au rolul de a izola o anumită parte a instalaţiei;

2 - armături de distribuţie; modifică circulaţia prin conducte;

3 -armături de reglaj; reglează un parametru de lucru: presiune, temperatură, viscozitate:

4 - armături de siguranţă ; nu permit creşterea unui parametru (presiune).

5 - armături de reţinere; permit circulaţia într-un anumit sens.

6 - armături de blocaj, când se modifică parametrii faţă de cei adoptaţi (consideraţi . normali).

7 - armături care schimbă starea de agregare a fluidului (oale de condens).

b) După organul dc închidere:

1 - armături cu cep:

2 - armături cu ventil:

3 - armături cu sertar,

4 - armături cu clapeţi.

c) După direcţia fluidului

1 - drepte:

2 - de colţ;

3 - cu trei căi:
4 - cu patru căi.

d) **După numărul de scaune la robinetele de reglare**
1 - cu un scaun:
2 - cu două scaune.

e) **După soluția constructivă determinată de caracteristicile fluidului**
1 - execuție normală:
2 - execuție cu capac cu nervuri:
3 - execuție cu burduf de etanșare:
4 - execuție cu țeavă intermediară:
5 - execuție cu manta de încălzire.

f) **Din punct de vedere al acționării:**
1 - cu acționare normală ;
2 - cu acționare mecanică (la armături comandate electric, hidraulic, pneumatic).
3 - cu funcționare automată (regulatoare de debit, presiune, nivel):

3.13.2. Elementele principale ale unei armături

* Organe active de execuție (intră direct în contact cu fluidul):
- corpul armăturii:
• scaunul:
- organul de închidere propriu-zis.
* Mecanismul de acționare.

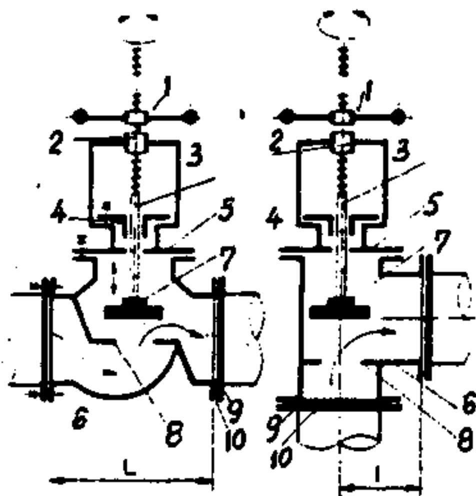


Fig. 3.37. Robinet cu ventil drept
/ - roată de acționare; 2- piuliță fixă
3 • tijă filetați pe o porțiune:
4 - etanșare; 5 - capac; 6 - corpul robinetului; 7 - ventil: S - scaunul ventilului;
9 - flanșă de fixare robinet; 10 - garnitură

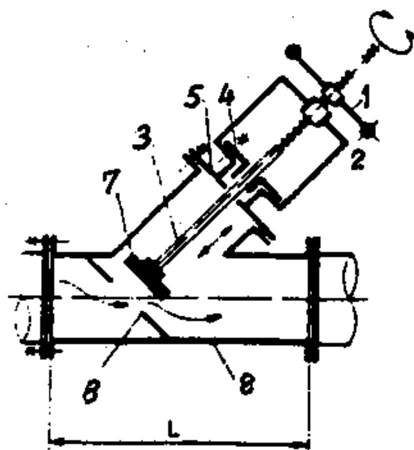


Fig.3.38. Robinet cu ventil drept cu tija înclinaU
/ - roată de acționare; 2- piuliță fixă
3 - tija; 4 - etanșare; 6 - garnitură 7 - ventil: 8 - scaun; 9 - corpul robinetului; 10 - flanșă.

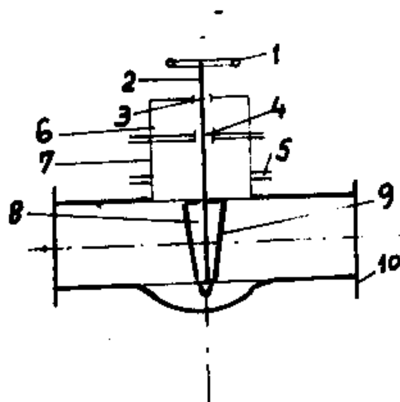


Fig. 3.39. **Robinet** cu sertar pană
/ - **roată** de **acționare;** *2* • tijă **filetată** pe o **porțiune;** *3* - **piuliță;** *4* • etanșare; 5 - **garnitură;** *6* - capac **piuliță;** 7 - capac **pentru etanșare;** *S* - sertar pană; *9*- scaun sertar pană; *W* - **flanșă.**

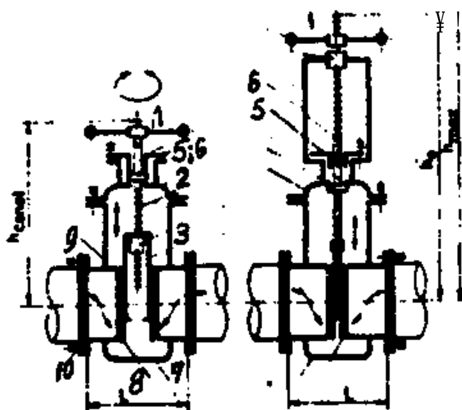


Fig.3.40. Robinet cu **sertar** paralei
/ - roată de etanșare; 2 - tija; *3* • **piuliță fixă;** *4* - capac **fixare piuliță;** *5* - etanșare; 6 - capac fixare etanșare; 7 - senar paralel; *8* • **scaun;** *9* - corp robinet; *10* - **flanșă.**

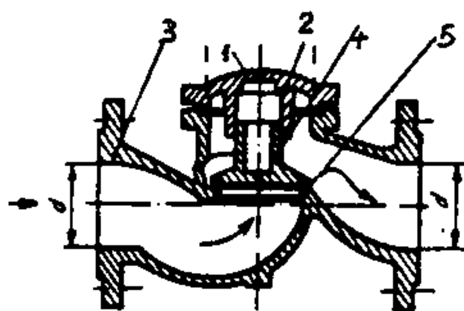


Fig. 3.41. Clapeta cu **ventil, dreaptă**
1• capac; 2 - corp **clapetă;** *3* - flanșă; *4* - port - **ventil;** 5 - scaun.

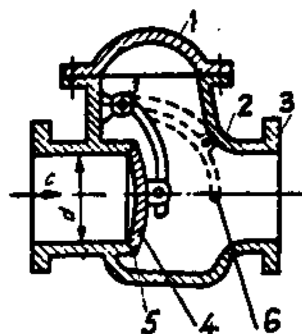


Fig.3.42. Clapeta cu **valvă dreaptă** din oțel turnat
1- capac; 2 - corp; *3* - flanșă; *4* -**valvă;** 5 - scaun; *6* • pârghie.

Robinete cu cep

Au organul de închidere în forma unui cep conic cu orificiul central. Cepul se poate roti în jurul axei sale pe suprafața de etanșare. Axa **orificiului** cepului este este perpendiculară pe axa cepului.

Robinetele cu cep se caracterizează prin: construcție simpli cost **redus.** manevră rapidă și **simplă.** Se folosesc numai în rețele cu fluide curate și **temperaturi** reduse.

Cepul se execută din fontă sau bronz cu o **conicitate** de **1/6...1/7.** Domeniul standardizat este Dn 15- **Dn 150** pentru **Pn** 10: **Pn** 16. Robinetul se realizează cu sau fără **presgarnitură.** cu asamblare prin flanșe sau **mufe** filetate.

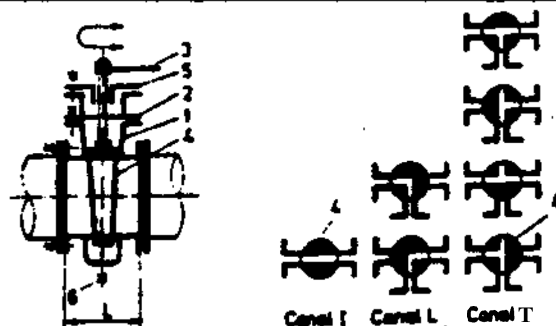


Fig. 3.43. Elementele componente ale robinetului cu cep și variante de circulație ale fluidului prin corp
1- corp; 2- capac; J- cheie de acționare; 4-cep;
5- presgarnitură; 6- șurub de presare.

Robinete de reținere

Aceste armături controlează circulația unidirecțională a fluidelor prin conducte. Robinetele sunt echipate cu dispozitive de reținere cinematice acționate din interior. Poziția dispozitivelor de reținere este normal- închisă: circulația fluidelor provoacă deplasarea acestor dispozitive, deschiderea robinetelor fiind posibilă numai dacă sensul de curgere corespunde celui normal.

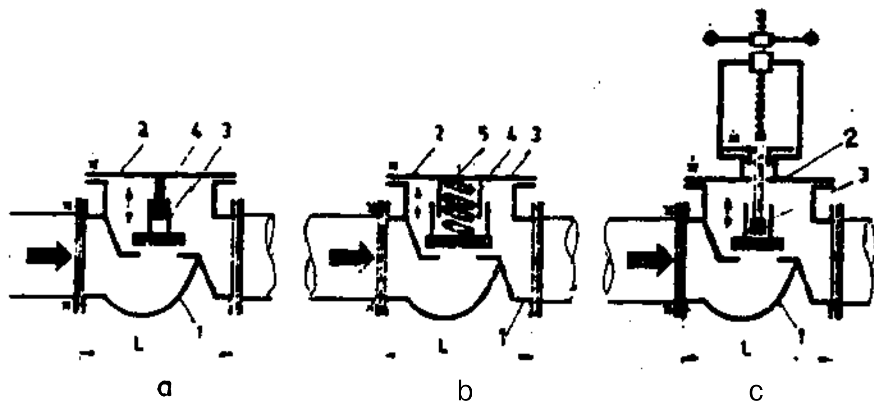


Fig. 3.44. Robinete de reținere cu ventil
a – ventil liber; b- ventil cu arc de închidere; c- ventil cu limitare a cursei.
/- corp; 2- capac; J- ventil de reținere; 4- ghidaj; 5- arc de închidere;
6 - tijă de limitare a cursei

Armături pentru eliminat condensul

Armăturile se deschid automat, intermitent, numai în prezența fazei lichide a amestecurilor bifazice abur- condens.

Oala cu plutitor. Nivelul variabil de condens basculează plutitorul, iar tija acestuia antrenează organul de obturare al orificiului de evacuare(fig. 3.45).

Separatorul termodinamic. La această armătură orificiul de evacuare este obturat de o placă care este deplasată datorită diferenței de presiune care acționează pe fețele plăcii. Curgerea condensului permite ridicarea plăcii eliberând orificiul. Prezența aburului și curgerea acestuia cu viteză mare provoacă laminarea și acumularea aburului în partea superioară, conducând la închiderea orificiului (fig.3.45).

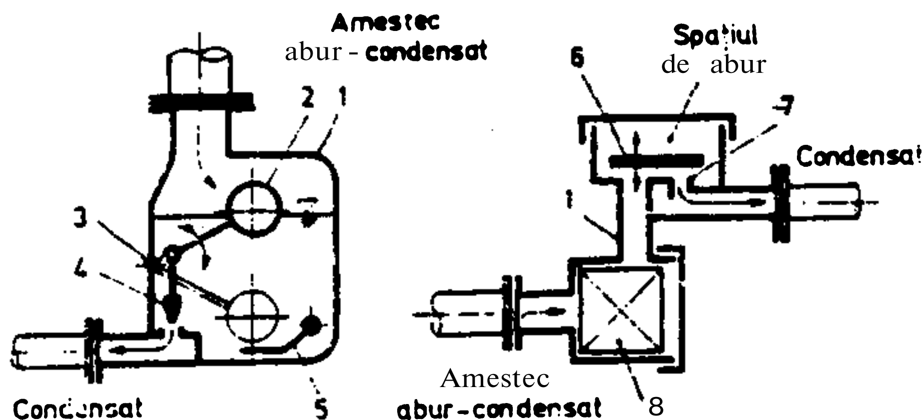


Fig. 3.45. Oala de condens(a) și separatorul termodinamic(b)
/- corp: 2- plutitor; 3- bolț; 4- dispozitiv de evacuare; 5- pârghie acționare manuală; 6- placa de evacuare ; 7- duză; 8- cartuș filtrant.

Armături de siguranță

Aceste armături protejează instalațiile contra creșterii accidentale a presiunii fluidelor de lucru peste o valoare de siguranță prestabilită. Dispozitivele de deschidere sunt acționate de fluide și pot fi comandate sau blocate cu mecanisme reglabile montate în exterior. Poziția dispozitivelor este normal închisă, cu obturarea etanșă a secțiunii de evacuare. Prin deschidere, armăturile de siguranță asigură o secțiune corespunzătoare pentru evacuarea fluidelor. Depresurizarea datorată evacuării fluidului are ca efect revenirea dispozitivelor în poziția lor inițială. Exemple de armături de siguranță sunt prezentate în fig.3.46.

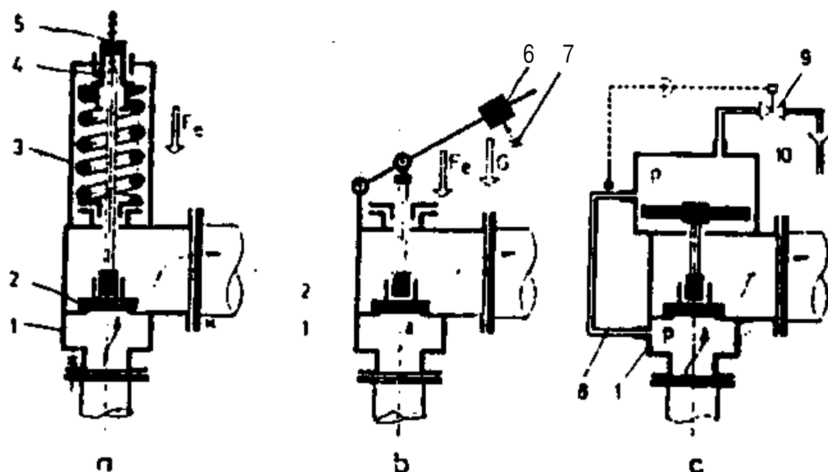


Fig. 3.46.Armături de siguranța
a- cu arc; b - cu contragreutate; c - cu impuls.
/- corp: 2- ventil; 3- arc: 4- dispozitiv de comprimare; 5- piuliță de reglare: 6 – contragreutate: 7- șurub de fixare: 8- conductă de impuls: 9- robinet de descărcare; 10- piston.

3.13.3. Materiale utilizate în construcția armăturilor

Se aleg funcție de natura fluidului, temperatura și presiunea de lucru.

Fonta cenuşie (STAS 568- 67)	$p_n \leq$ 16 bar t < 300 ° C	pentru corpul şi capacul armăturii
Fonta nodulare (STAS 6071-70)	$p_n \leq$ 25 bar t ≤ 300° C	
Fonta maleabilă (STAS 569-70)	$p_n \leq$ 16 bar t ≤ 400 ° C	
Oțel	Se admite în condițiile prevăzute de STAS 1180-65; STAS i 181-66	pentru corpuri , capace, inele de etanșare, tije, șuruburi, piulițe.

Se pot executa prin turnare, sudare, matrițare.

Aliaje pe bază de cupru	$p_n \leq$ 16 bar	Deoarece aliajele de cupru nu devin fragile la temperaturi joase, ele se folosesc la executarea armăturilor pentru fluide cu temperatură sub - 100°C.

3.13.4. Reguli principale pentru montarea si demontarea armăturilor

1. Orice armătură înainte de a fi montată trebuie să fie verificată cu atenție în ce privește execuția și calitatea.

2. înainte de montare se curăță suprafețele flanșelor, se pregătesc garniturile și șuruburile

3. Garniturile pot fi îmbibate cu emulsie de grafit în ulei sau vor fi acoperite abundent cu grafit uscat. Este interzisă utilizarea substanțelor organice pentru etanșarea instalației care funcționează cu fluide oxidante.

4. La montare se introduc mai întâi șuruburile în partea inferioară a flanșelor, apoi flanșele se depărtează puțin se introduce garnitura de sus se introduc restul de șuruburi. Strângerea se execută în cruce.

5. Înainte de demontare trebuie să se constate că instalația nu mai este sub presiune:

6. Desfacerea piulițelor se face în cruce

7. Se marchează pe armătură locul de unde a fost scoasă.

3.14. Garnituri folosite în instalațiile navale

în scopul asigurării îmbinărilor etanșe între diferite elemente ale instalațiilor hidro-pneumatice navale se folosesc garnituri. Materialul din care se confecționează garnitura se alege funcție de natura fluidului de lucru, de temperatura și presiunea acestuia.

Tabelul 3.10. Garnituri **pentru** apă

Denumirea materialului	Temperatura max. °C	Presiunea max. bar	Grosimea mm	Observații
Tendă	50	1,5	-	Se folosește pânză de velă îmbibată cu ulei.
Cânepă, câlți	40	3,0	2 - 6	
Cauciuc simplu	40	3,0	4 - 6	Până la diametrul de 400 mm
	60	6	3 - 4	
Cauciuc cu tendă				
Cauciuc cu	80	10	3 - 4	
plasă metalică	100-200	16	3	
Preșpan	-	35	1-3	
Cupru	nelimitat	60	-	Garnitură ondulată umplută cu grafit și azbest
Oțel moale				
	275	100	-	
Clingherit				

Tabelul 3.11. Garnituri pentru produse petroliere

Denumirea materialului	Temperatura max. °C	Presiunea max. bar	Grosimea mm	Observații
Preșpan	**30**	**10**	**2 - 4**	
Hârtie desen	**80**	**10**	-	**Trebuie impregnată cu ulei**
Fibră	**80**	**15**	-	
Aluminiu	300-400	**60**	**2**	

Tabelul 3.12. **Garnituri pentru abur**

Denumirea materialului	Temperatura max. °C	Presiunea max. bar	Grosimea mm	Observații
Azbest (foaie)	-	1,5	2 - 4	
Azbest (șnur)	-	1,5	-	
Oțel moale	200	20	2 - 3	
Cupru	425	35	•	
Clingherit	30	80	0,5 - 1.5	

Tabelul 3.13. **Garnituri pentru gaze**

Denumirea materialului	**Temperatura** max. °C	**Presiunea** max. bar	**Grosimea** garniturii	**Observații**
Azbest	650	1,5	2 - 4	

Materiale utilizate la garnituri

Preșpan - carton dur, satinat cu luciu pe ambele fete:

Satinare - Operație prin care se dă luciu unei țesături sau unei foi de **hârtie**, prin presarea între doi cilindri sau uneori uneori, la **presă**.

Fibră vulcan - material obținut din **celuloză**, rezistent la acțiunea produselor petroliere;

Clingherit - material fabricat din fibre de asbest și cauciuc, care este rezistent la temperaturi și presiuni înalte.

Nu rezistă la acțiunea acizilor sau bazelor.

Azbest - silicat de calciu si magneziu, natural. Este un mineral fibros din ale cărei fibre, amestecate pentru legătură cu 10% bumbac se obține prin **cardare** și filare, fibre **reinfl** amabile.

Cardare - operație de destrămare a smocurilor de fibre textile în fibre individuale, de îndepărtarea impurităților și a fibrelor prea scurte, de orientare a fibrelor și de aranjarea sub forma unei pături subțiri.

Miniu de plumb (Pb_3O_4) - Varietate roșie de oxid de plumb. Poate fi întrebuințat ca grund pentru protejarea obiectelor feroase contra ruginii.

Grafit - Formă naturală alotropică a cărbunelui, reprezentând stadiul cel mai înaintat de carbonizare. Cristalizează în sistemul hexagonal, este unsuros la pipăit, **infuzibil**, rezistent la atacul acizilor. Poate fi întrebuințat și ca adaos la **lubrifianți.**

Bibliografie

[1]. V. Anton, M. Popoviciu, L Fitero — Hidraulică și mașini hidraulice
Editura Didactică și Pedagogică,
București 1978

[2]. D. Ionescu, C. Ioniță, ș.a. — Mecanica fluidelor și mașini hidraulice
Editura Didactică și Pedagogică,
București 1980

[3]. Gh. Uzunov, L Dragomir — îndrumătorul ofițerului de navă
Editura Tehnică,
București 1983

[4]. I. C. Ioniță, J. Apostolache — Instalații navale de bord
Editura Tehnică,
București 1986

[5]. A. Leca, I. Prisecaru, ș.a. — Conducte pentru agenți termici
Editura Tehnică,
București 1986

4

COMPRESOARE

4.1. Generalităţi, clasificare, mărimi caracteristice

Compresoarele sunt maşini termice generatoare care comprimă gazele sau vaporii consumând energie mecanică. După principiul de funcţioanare se împart în două grupe:

- Compresoare cu comprimare volumică la care comprimarea se realizează prin micşorarea volumului ocupat de gaz cu ajutorul unui organ mobil cu mişcare rectilinie alternativă la cele cu piston, sau mişcare rotativă la cele rotative.
- Compresoare cu comprimare cinetică la care un rotor transferă gazului energie mecanică sub formă de energie cinetică, transformată ulterior în energie potenţială de presiune. Curgerea este radială la compresoarele centrifuge şi axială la compresoarele axiale.

Compresoarele, indiferent de principiul de funcţionare, natura şi starea iniţială a gazului, pot fi caracterizate prin două mărimi principale:

- *raportul de comprimare* $\pi_c = p_r/p_a$, p_r şi p_a fiind presiunile de refulare şi aspiraţie ale gazului;
- *debitul volumic aspirat* $\dot{V}$, raportat la presiunea şi temperatura de aspiraţie p_a şi t_a .

În figura 4.1 se prezintă domeniul de utilizare al diferitelor tipuri de compresoare.

4.2. Compresoare cu piston

4.2.0. Construcţia compresoarelor cu piston

Constructiv aceste compresoare au, în general, aceleaşi părţi ca ale unui motor cu ardere internă. În fig.4.2 este redată o secţiune printr-un compresor vertical, unde se pot distinge toate părţile lui componente.

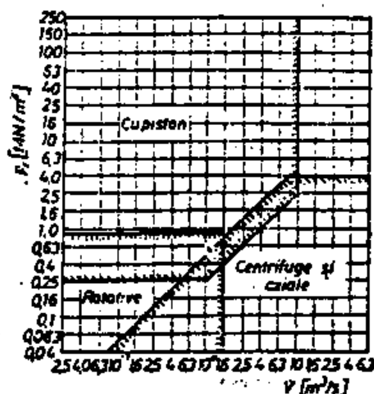


Fig. 4.1 Domeniul de utilizare al diferitelor tipuri de compresoare

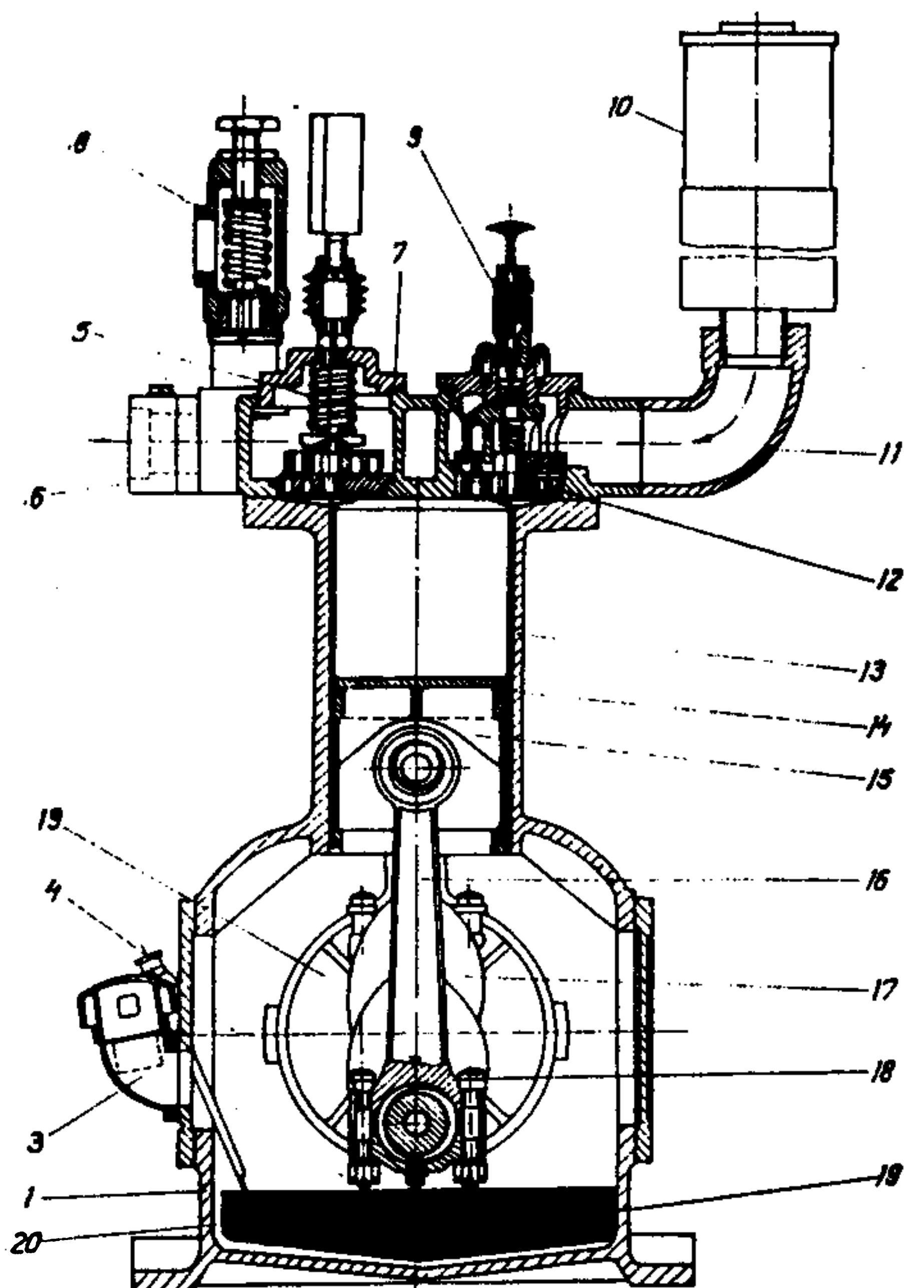


Fig. 4.2. Construcția unui compresor **de aer** cu piston

/- **carterul** compresorului; 2- baia de ulei; J- dispoziuv de aerisire a carterului: *4*- sondă de **ulei(jojă);** *5*- supapd de refulare; *6*- coloana de refulare; 7- chiulasa **compresorului;** *8*- supapi de siguranța; *9*- dispoziuv de blocare a supapei de aspiraµe; ***10*- filtru** de **aer, cu amortizor** de **zgomot;** *U*- **coloană** de **aspirație;** ***12*- supapă** de **aspirație;** *13*- cilindrul **compresorului(** bucșa); ***14*-segmenți** de compresie; *15*- pistonul **compresorului;** *16*- biela; ***17*- manivelă;** *IS*- șuruburi de bielă; *19*- arborele cotit; ***20*- dispozitiv(lingură)** de ungere prin blocaj.

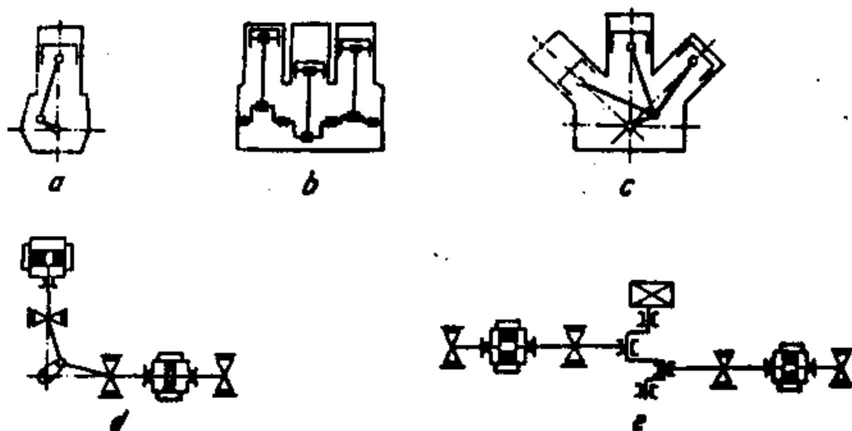


Fig. 4.3. Clasificarea compresoarelor de aer, după dispunerea cilindrilor:
a- raonocilindrice; *b*- cu cilindrii în linie; *c*- cu cilindrii în W; *d*- cu cilindrii în V la 90°; *e*- cu cilindrii opuşi.

Clasificarea compresoarelor cu piston se poate face după mai multe criterii:

a) după dispunerea cilindrilor (fig.4.3);
b) după numărul de cilindri (monocilindrice şi policilindrice);
c) după numărul de etaje de comprmare (de la 1 pînă la 5 etaje);
d) după debitul de comprimare:
- cu debite mici. Q< 500l/min;
- cu debite mijlocii, Q= 0,5-10m³/min;
- cu debite mari, Q= 10-50 m³/min;

e) după presiunea maximă de refulare:
- cu presiune joasă, p≤ 10 daN/cm²;
- cu presiune medie, p= 10-100 daN/cm²;
- cu presiune înaltă, p= 100-1000 daN/cm²

Procesele de lucru ale compresoarelor cu piston. Pentru explicarea funcţionării proceselor de lucru dintr-un compresor cu piston se va reprezenta diagrama teoretică şi reală a ciclului de funcţionare pentru un compresor cu o singură treaptă de comprimare şi pentru un compresor cu două trepte de comprimare. în fig.4.4 se prezintă procesele teoretice şi reale din compresor. La compresorul cu piston procesele de aspiraţie, compresie şi refulare au loc pe parcursul unei rotaţii complete a arborelui cotit. în cadrul ciclului teoretic s-au admis următoarele ipoteze:

- nu există schimb de căldură între piesele compresorului şi fluidul care se comprimă;
- nu se produc pierderi de aer prin neetanşeităţi;
- aerul este un gaz perfect.

Rezultă că fazele procesului teoretic se succed, urmărind fig.4.4. astfel: aspiraţia (1-2); comprimarea (2-3); refularea (3-4). Transformarea cuprinsă pe porţiunea (4-1) reprezintă destinderea aerului rămas în spaţiul mort (volumul vătămător), de la presiunea de refulare până la presiunea de aspiraţie.

Diagrama reală reprezentată în fig.4.4 ia în considerare procesele reale din cilindrul compresor. Diferenţele dintre cele două diagrame se explică astfel: presiunea de aspiraţie pentru procesul real este mai mică decât presiunea mediului ambiant, ceea ce permite de fapt încărcarea cilindrului cu aer, iar presiunea de refulare este mai mare decât presiunea din conducta de refulare, fiind necesară pentru învingerea rezistenţelor aerodinamice din clapeţii

de refulare și conducta de refulare. Pentru a mări presiunea de refulare a aerului, fără a ridica prea mult temperatura s-a recurs la soluția utilizării unui compresor în două sau mai multe trepte de comprimare cu răciri intermediare precum și răcire finală.

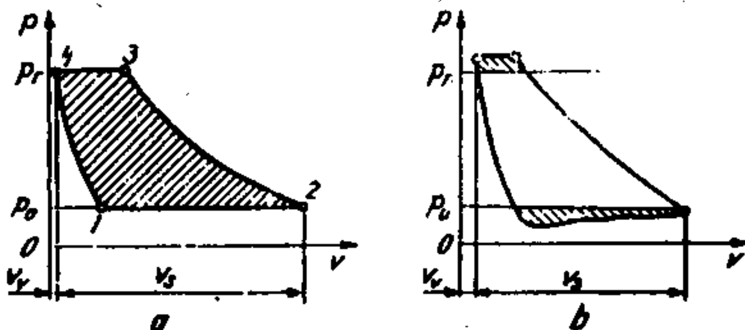


Fig. 4.4. Diagramele proceselor de lucru ale compresoarelor cu piston într-o treaptă de comprimare

a- diagrama teoretici; *b*- diagrama reală; *1-2* aspirația; *2-3* compreimarea; *3-4* refularea; *4-1* destinderea

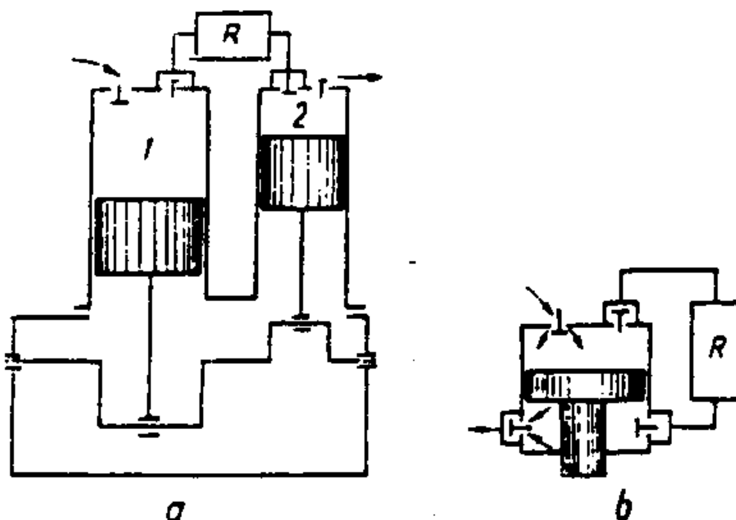


Fig.4.5. Secțiune prin compresoare în două trepte de comprimare

a- compresor în doi cilindri; *b*- compresor cu cilindru și piston diferențial.

Compresorul în două trepte de comprimare este prezentat în fig. 4.5.

Prin comparație s-au redat și diagramele ciclului de funcționare pentru un compresor în două trepte fig. 4.6.

Diagrama teoretică la un compresor în două treptefig. 4.6a are următoarele faze: aspirația aerului Ia presiune atmosferică (1-2) și comprimarea (2-3) ultima fiind considerată o transformare adiabată. Aerul este apoi răcit în răcitorul intermediar 8, la presiune constantă p_i reducându-se volumul de la V_3 la V_4 și apoi este introdus în treapta a doua de comprimare unde presiunea crește pană la valoarea p_r II punctul *5:* refularea aerului (transformare izobară) (5-6): destinderea aerului rămas în spațiul vătămător (6-1).

In fig. 4.6b sunt reprezentate diagramele reale ale celor două trepte de comprimare a aerului. Se observă că presiunea de aspirație în treapta a doua punctul *5* este mai mică decât presiunea de refulare din treapta I (punctul 4), ca urmare a pierderilor de presiune și răcirii intermediare. In fig. 4.6c este redată diagrama indicată la ciclul real a compresorului de aer.

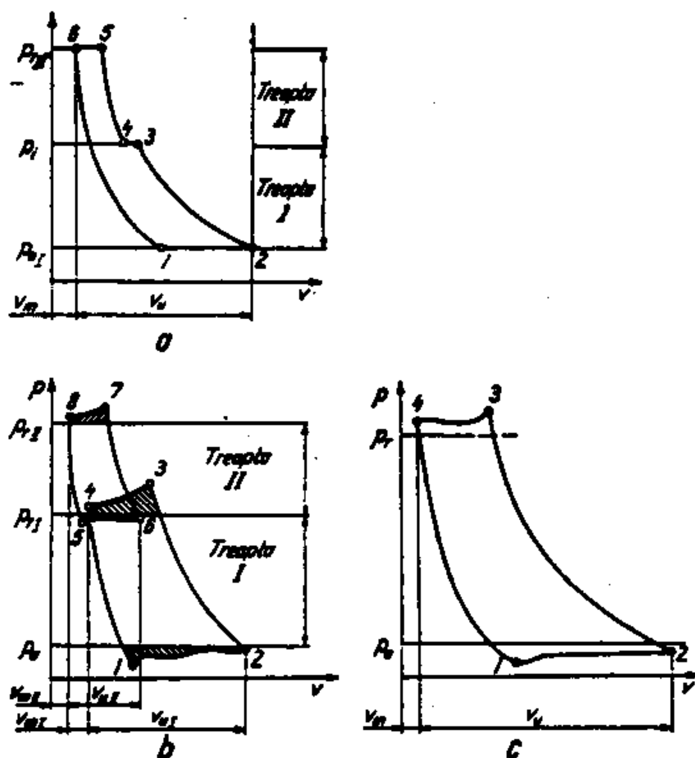


Fig. 4.6. Diagramele proceselor de lucru ale compresoarelor cu piston în două trepte de comprimare

a-diagrama teoretică; *1-2* aspirația; *2-3* compresia aerului în treapta I; *3-4* răcirea intermediară a aerului; *4-5* comprimarea în treapta a II; *5-6* refularea aerului din compresor. *6-1* destinderea aerului din spațiul mort; p_r presiune intermediară între cele două trepte; *b*- diagrama reală; *1-2* aspirația aerului în treapta I; *2-3* compresia aerului în treapta I; *3-4* refularea aerului în treapta I spre aspirația treptei a U a; *4-5* răcirea intermediară a aerului; *5-6* aspirația ia treapta a II a; *6-7* compresia în treapta a II a; 7-5 refularea aerului în treapta a II a; *8-5-1* destinderea aerului în spațiul mort; *c*- diagrama combinată a ciclului real; *1-2* aspirația; *2-3* compresia; *3-4* refularea; *4-1* destinderea aerului din spaµul mort.

4.2.1. Dimensiunile principale si debitul compresorului

Dimensiunile principale sunt:

D[m] - diametrul cilindrului: c[m] - cursa pistonului: $A_p = \pi \cdot D^2/4$ [m²] - suprafața pistonului; $V_c = A_p \cdot c$ [m³] - cilindreea unui spațiu activ.

Debitul volumic $\dot{V}$[m³/s] este v..umul de gaz refulat în unitatea de timp de către ultima treaptă, raportată la starea de aspirație.

$$\dot{V} = \lambda \cdot i \cdot n \cdot V_c \quad \text{[mVs]} \tag{4.1}$$

unde: λ *este coeficientul global de debit: i* - numărul de spații de lucru: n[s⁻¹]- turația.

Debilul masic $\dot{m}$ [kg/s] este cantitatea de gaz refulat în unitatea de timp de ultima treaptă:

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho_a = \lambda \cdot i \cdot n \cdot V_c \cdot \rho_a \ [kg/s] \quad (4.2)$$

unde: ρ_a[kg/m³] este cantitatea de gaz în starea de aspirație.

4.2.2. Calculul coeficientului global de debit

În figura 4.7 se prezintă ciclul teoretic și real al compresorului monoetajat cu spațiu mort având volumul V_M. În calcule preliminare, λ se poate estima pe baza datelor experimentale, din figura 4.8 sau cu relația:

$$\lambda \cong \lambda_u (1.01...0,022\pi_c) \quad (4.3)$$

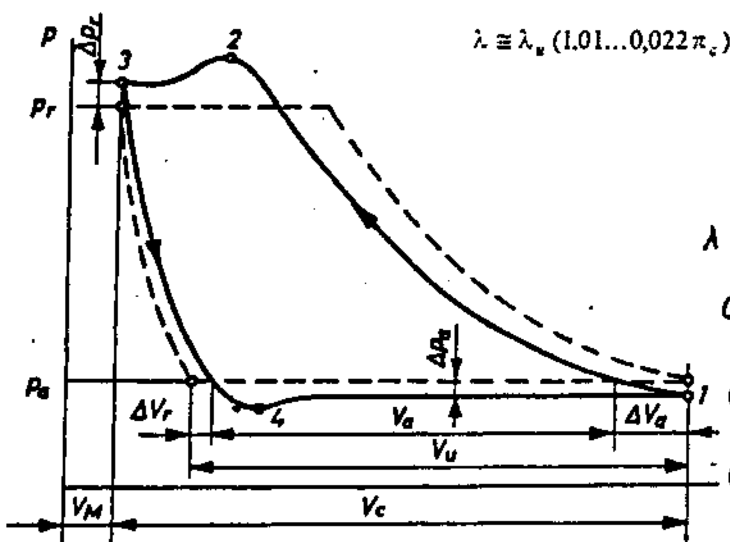


Fig. 4.7. Ciclul teoretic și real ai compresorului monoetajat.

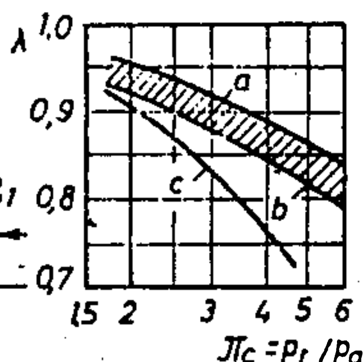


Fig. 4.8. Coeficientul de debit λ: *a,b* - pentru o treaptă; *c* - limita inferioară pentru mai multe trepte

unde $\lambda_u = V_u / V_c$ este *gradul de umplere teoretic*:

$$\lambda_u = 1 - \varepsilon_M \left(\pi_c^{1/n_2} - 1\right) \quad (4.4)$$

în care $\varepsilon_M = V_M / V_c =$ 0,03 ... 0,12 este spațiul mort relativ.

Pentru calcule mai exacte :

$$\lambda = \lambda_a \cdot \lambda_w \cdot \lambda_e \cdot \lambda_\varphi ; \quad (4.5)$$

$\lambda_a = V_a / V_c$ este gradul de umplere real; (4.6)

$$\lambda_a = \lambda_u - (1+\varepsilon_M)\delta_a / n_1 - \varepsilon_M \cdot \delta_r \cdot \pi_c^{1/n_2} / n_2 , \quad (4.7)$$

unde: n_1 este exponentul politropic mediu la comprimare (pentru aer n_1 = 1,3 ... 1,4); n_2 este coeficientul politropic mediul la destindere (pentru aer n_2 = 1,1 ... 1,4): n_1 și n_2 cresc cu creșterea turației și scad cu îmbunătățirea răcirii; δ_a , δ_r sunt căderile relative de presiune la aspirație și refulare. Obișnuit, $\delta_a \cong \delta_r =$ 0,02 ... 0,10, în funcție de rezistența hidraulică a supapelor și de viteza de curgere prin supape; λ_w este coeficientul de reducere al debitului datorită încălzirii gazului de aspirație $(\lambda_w \cong 0,94...0,98)$;

λ_e este coeficientul de reducere al debitului datorită pierderilor prin **neetanşietăţi:** $\lambda_e = 0{,}95 - 0{,}97$; λ_w şi λ_e sunt cu atât mai mici cu cât π_c este **mai** mare.

în figura 4.9 se dau valorile orientative ale lui λ_w şi ale produsului $\lambda_w \cdot \lambda_e$ **în** funcţie de π_c ;

$\lambda\varphi$ este coeficientul de reducere al debitului datorită umidităţii conţinute în aerul aspirat; când umiditatea se condensează:

$$\lambda\varphi \geq 1 - \varphi_a \cdot p_s / p_a \cong 0{,}9{,}7 \ldots 0{,}99, \quad (4\text{-}8)$$

φ_a fiind umiditatea relativă a gazului **aspirat**, iar p_s - presiunea parţială a vaporilor de apă la **saturaţie**; semnul egal corespunde condensării totale.

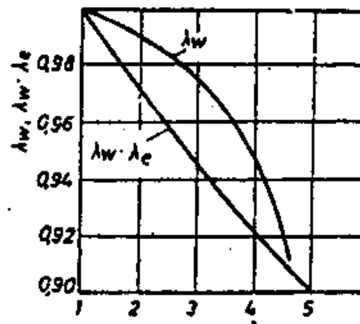


Fig. 4.9. Valori orientative **ale** lui λ_w şi λ_e

4.2.3. Calculul dimensiunilor principale la compresoarele monoetajate

Datele iniţiale pentru calcul sunt $\dot{V}, p_a, t_a$ şi p_r.

Pentru un compresor monoetajat cu i spaţii de lucru, **acţionat** la turaţia n şi având un coeficient de debit λ, diametrul cilindrului este:

$$D = \sqrt[3]{4\dot{V} / i \cdot \lambda \cdot n(c/D)\pi} \quad [\mathrm{m}] \quad (4.9)$$

unde c/D =0.6 ... 1,2: valori mici duc la dimensiuni mari ale compresorului şi la viteze medii reduse ale pistonului cu avantajul micşorării pierderilor de presiune în supape: valori mari duc la efecte contrarii. Dacă n şi i nu se **impun**, se calculează mai **multe** variante cu turaţiile sincrone.

Soluţiile se **analizează** cu **următorii parametrii** de control:

- viteza medie a pistonului:

$$c_m = 2cn \quad [\mathrm{m/s}] \quad (4.10)$$

c_m = 1,8 ... 3,5 (max. 4) la **compresoare** orizontale cu dublă acţiune şi c_m = 2,5 ... 5 (max. 6) la compresoare verticale:

- parametrul de acceleraţie:

$$\mu_a = cn^2 \quad [\mathrm{m/s^2}] \quad (4.11)$$

μ_a = 2,5 ... 6 m / s², pentru compresoarele lente orizontale şi μ_a = 4,5 ... 20 (**max.** 50) **m/s²**, pentru compresoarele verticale rapide:

- parametrul de încălzire:

$$\mu_i = F_{max} n^2 \quad [\mathrm{kN/s^2}] \quad (4.12)$$

F_{max} fiind forţa maximă exercitată asupra pistonului. Pentru lagăre de alunecare $\mu_i \leq (5.5 \ldots 23) \cdot 10^2\ \mathrm{kN/s^2}$, iar pentru lagăre cu rulmenţi $\mu_i \leq (137 \ldots 275) \cdot 10^2\ \mathrm{kN/s^2}$

4.2.4. Puteri și randamente

• *Puterea teoretică:*

$$P = n \cdot V_c \cdot l_v = nV_c \cdot l_m \cdot \rho_a \quad [W] \tag{4.13}$$

unde l_v [J/m³] și l_m [J/kg] sunt lucrurile mecanice specifice volumic și masic. Puterea teoretică poate fi *izotermică* P_{iz}, *adiabatică* P_{ad} sau *politropică* P_{pol}, după cum se consideră procesul de comprimare teoretic:

$$l_{v_{iz}} = Pa \cdot l_n \pi_c \quad [J/m^3] \tag{4.14}$$

$$l_{v_{ad}} = \frac{\aleph}{\aleph - 1} p_a \left[\pi_c^{\frac{\aleph - 1}{\aleph}} - 1 \right] \quad [J/m^3] \tag{4.15}$$

$$l_{v_{ad}} = \frac{n_1}{n_1 - 1} p_a \left[\pi_c^{\frac{n_1 - 1}{n_1}} - 1 \right] \quad [J/m^3] \tag{4.16}$$

unde N și n_1 sunt exponenții adiabatic și respectiv politropic.

• *Puterea indicată:*

$$P_i = V \cdot l_v / \eta_i \quad [W] \tag{4.17}$$

unde η_i este *randamentul indicat*. în funcție de procesul teoretic de referință se disting: randamentul indicat *izotermic* $\eta_{i.iz}$, *adiabatic* $\eta_{i.ad}$ și *politropic* $\eta_{i.pol}$

La compresoarele pentru aer și gaze procesul teoretic este cel izotermic, iar la compresoarele frigorifice, cel adiabatic. Ca valori, la compresorul monoetajat $\eta_{i.iz}$ = 0,62 ... 0,76, funcție de π_c, iar $\eta_{i.ad}$ = 0,90 ... 0,97.

Dacă se dispune de diagrama indicată:

$$P_i = n\, p_i V_c \quad [W] \tag{4.18}$$

p_i [N/m³] fiind *presiunea medie indicată* i_1 fiind numărul de spații de lucru la prima treaptă, iar λ - coeficientul global de debit al compresorului, calculat cu relația:

$$\lambda = \lambda_1 \cdot \prod_{j=2}^{z} \lambda_{aj} \tag{4.19}$$

λ_1 fiind coeficientul global de debit al primei trepte, calculat cu relația (4.3) și (4.5)

Cilindreea treptelor următoare se calculează cu relația:

$$V_{cj} = \lambda_{a(j-1)} \cdot V_{c(j-1)} \frac{i_{(j-1)}}{i_j} \frac{\lambda_{a(j-1)}}{\lambda_{aj}} \frac{T_{aj}}{T_{a(j-1)}} \frac{1}{\pi_{c(j-1)}} \quad [m^3] \tag{4.20}$$

Pentru aceeași cursă la toate spațiile de lucru, diametrele cilindrilor de comprimare la treptele următoare se calculează cu relația:

$$D_j = D_{(j-1)}\sqrt{\lambda_{e(j-1)}\cdot\frac{i_{(j-1)}}{i_j}\cdot\frac{\lambda_{a(j-1)}}{\lambda_{aj}}\cdot\frac{T_{aj}}{T_{a(j-1)}}\cdot\frac{1}{\pi_{c(j-1)}}}\quad [m^3] \qquad (4.21)$$

Puterea indicată se poate calcula cu relația (4.17) în care se ia l_{viz} din relația (4.14): pentru $\pi_g \cdot \eta_{iiz}$ se ia din diagrame sau din tabele corespunzătoare lui z.

Observație: La presiuni **mari**, de peste 100 bar, **relațiie** (4.4), (4.14), (4.15), (4.16), (4.20) și (4.21), trebuie corectate, cu considerarea factorului de corecție al gazelor reale corespunzător fiecărei stări:

$$\zeta = pv/RT \qquad (4.22)$$

Relațiileamintitedevin:

$$\lambda_u = 1 - \varepsilon_M\left(\frac{\zeta_a}{\zeta_r}\pi_c^{1/n} - 1\right) \qquad (4.23)$$

$$l_{viz} = \frac{p_a}{\zeta_a}\left[l_n\pi_c + \left(\zeta_r - \zeta_a\right)\right] \quad [J/m^3] \qquad (4.24)$$

$$l_{vpol} = \frac{p_a}{\zeta_a}\left[\frac{n_1}{n_1 - 1}\left(\pi_c^{\frac{n_1-1}{n_1}} - 1\right) + \left(\zeta_r - \zeta_a\right)\right] \quad [J/m^3] \qquad (4.25)$$

$$D_j = D_{(j-1)}\sqrt{\lambda_{e(j-1)}\cdot\frac{i_{(j-1)}}{i_j}\cdot\frac{\lambda_{a(j-1)}}{\lambda_{aj}}\cdot\frac{T_{aj}}{T_{a(j-1)}}\cdot\frac{1}{\pi_{c(j-1)}}\cdot\frac{\zeta_{a(j-1)}}{\zeta_{aj}}} \qquad (4.26)$$

ζ_a și ζ_r **referindu-se** la starea de aspirație și la cea de refulare.

4.2.5. Răcirea compresoarelor

La **compresoarele** cu piston se face atât răcirea cilindrilor, cât și răcirea **intermediară**, și finală a gazului. Răcirea cilindrilor se impune pentru micșorarea solicitărilor termice, **îmbunătățirea** ungerii și reducerea consumului de ulei. iar cea **intermediară**, pentru răcirea gazului până aproape de temperatura inițială.

Cilindri se **nervurează** în exterior în cazul răcirii cu aer (la unități mici), sau sunt prevăzuți cu cămăși în cazul răcirii cu apă. Fluxul de căldură evacuat prin cilindru poate fi calculat **orientativ** pentru treptele de joasă și medie presiune cu relația:

$$\dot{Q}_{cil} \cong (045 \ldots 0{,}20)\, P_i \quad [W] \qquad (4.27)$$

iar pentru treptele de înaltă presiune:

$$Q_{cil} \text{ s } (040 \ldots 045)\, P_i \quad [W] \qquad (4.28)$$

Răcirea intermediară și finală se face în **răcitoare** cu **aer**, la unitățile mici, sau cu **apă**, la cele mari. **Răcitoarele** cu apă se realizează cel mai frecvent cu fascicule de țevi în manta. Fluxul de căldură realizat se **estimează** cu relația:

$$\dot{Q}_{RI} = (0,8 \ ... \ 0.9) \ P_i \ \Delta t / \Delta t_{max} \quad [W] \qquad (4.29)$$

PI fiind puterea indicată a treptei din amonte: Δt - căderea de temperatură efectivă; Δt - căderea de temperatură corespunzătoare readucerii gazului la temperatura de aspirație din prima treaptă. Pentru evitarea depunerii de piatră se recomandă ca temperatura apei de răcire la ieșirea din sistemul de răcire să nu depășească 40° C.

4.2.6. Distribuția compresoarelor cu piston

Obișnuit, pentru distribuție se utilizează supape automate, cel mai adesea cu plăci inelare (fig. 4.10). La pompele cu vid cu piston, se folosesc, uneori, sertare comandate la aspirație. Din motive tehnologice, supapele de aspirație și de refulare sunt, adesea, identice.

Secțiunea necesară de trecere prin scaunul supapei:

$$A_s = A_p \cdot c_m / c_s \quad [m^2] \qquad (4.30)$$

unde c_s este viteza medie prin scaun. Pentru compresoarele cu aer, c_s se dă în tabelul 4.1.

Tabelul 4.1 **Viteza admisibilă în supape**

p_{max} [bar]	10	30	100
c_s [m/s]	35-25	25-20	20-15

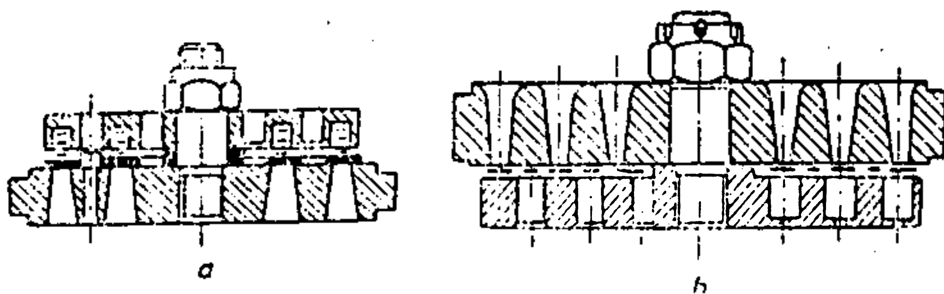


Fig. 4.10. Supape cu plăci inelare:
a - supapă de refulare cu resoarte mari; *b* - supapă de aspirație cu resoarte mici;

înălțimea de ridicare a plăcilor inelare sau bandă:

$$h_{max} = (0.10 \ ... \ 0.25) b_s \quad [mm] \qquad (4.31)$$

b_s [ram] fiind lățimea canalului: obișnuit b_s = 3 ... 15 mm și h_{max} = 1,5 ... 3.5 mm. în figura 4.11 se dă h_{max} recomandată, în funcție de viteza unghiulară ω [rad s^{-1}] pentru diverse presiuni.

Forța în resort la ridicarea maximă a plăcii, raportată la A_s, se admite 10 - 30 kN/m², iar la așezarea plăcii pe scaun 0,6 - 0,8 din valorile de mai sus. Viteza de așezare a plăcii pe scaun $c_p \leq 0{,}2$ m/s.

4.2.7. Rezervorul tampon

Se dispune între compresor și consumator în scopul amortizării pulsațiilor de presiune și al acumulării gazului comprimat. Servește și ca separator de ulei și umiditate. Se dimensionează pe baza relației:

$$V_R = K \cdot \dot{V} / \delta \quad [m^3] \qquad (4.32)$$

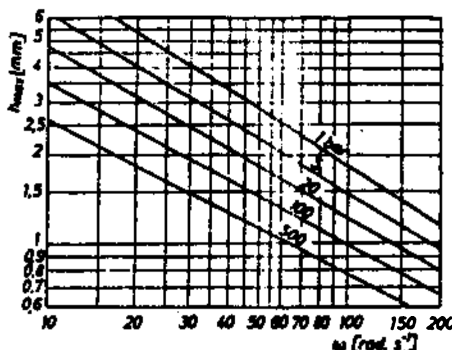


Fig. 4.11. Înălțimea maximă de ridicare a plăcii supapei.

unde $\delta = (p_{max} - p_{min})/p_{med}$ este *gradul de neregularitate* al regulatorului: K = 3,5 ... 8,3 pentru compresoare monoetajate și K = 2,1 ... 5,9 pentru cele bietajate. Limitele inferioare sunt pentru cele cu dublă acțiune.

Orientativ, pentru compresoare cu aer:

$$V_R = (6 \ldots 12) \cdot \dot{V} \quad [m^3] \qquad (4.33)$$

Limita inferioară se ia pentru compresoare mari ($\dot{V} > 0{,}5$ m³/s). La reglarea debitului prin opriri periodice sau mers în gol:

$$V_R = 900(1 + \Delta T / T_a) p_a \cdot \dot{V} / N \cdot \Delta p \quad [m^3] \qquad (4.34)$$

unde ΔT [K] este creșterea medie a temperaturii gazului în rezervor față de aceea de aspirație T_a [K], Δp - variația maximă admisă a presiunii și N [h⁻¹] - numărul orar maxim de opriri sau de treceri la mers în gol. N = 10 ÷ 15 la pornire prin reostate; N = 30 la pornire prin comutare stea - triunghi și N = 60 în cazul reglării prin trecere la mers în gol.

Armături necesare: supapă de siguranță, flanșe pentru intrare, ieșire și pentru conducta spre regulator, robinet de închidere, robinet pentru evacuarea uleiului și condensului, manometru, termometru, gură de vizitare.

4.2.7.1. Dimensionarea buteliilor de aer de lansare motor principal

Notații:

V m³ – volumul buteliei

$p_i \left[\frac{kN}{m^2}\right]$ - presiunea inițială în butelie; $p_f \left[\frac{kN}{m^2}\right]$ - presiunea finală în butelie

Z_{lan} - numărul de lansări impus de societatea de clasificare (RNR; LR: GL; BV; AR....)

$m \left[\frac{kg\,aer}{lan}\right]$ - masa de aer necesar pentru o lansare

$p_{min\,LANS} \left[\frac{kN}{m^2}\right]$ - presiunea minimă din butelie care mai asigură o lansare sigură.

Considerente:

P $\min_{LAN} = P_F$; $Z_{LAN}=12$ pentru motoare reversibile; $Z_{LAN}=6$ pentru motoare nereversibile

Ecuația caracteristică de stare:

pV=mRT sau $p_f V_u = m_{lan}$ R T

unde $p_f \left[\frac{kN}{m^2}\right]$ - presiunea finală din butelie: $V_u = i \cdot V_s$; $V_u = i\frac{\pi D^2}{4}S$ - **cilindreea** totală a motorului: i - **nr.** de cilindri ai motorului; D [m] - diametrul cilindrului: S [m] - cursa pistonului; V_s $[m^3]$ - volumul cursei pistonului: cilindreea:

R $\left[\frac{kJ}{kgK}\right]$ - constanta aerului: T [k] - **temperatura** aerului

Rezultă: $m_{lan} = \frac{p_f \cdot V_l}{RT}$; $p_i V = m_i \cdot RT$ - pentru începutul lansărilor

$p_f V = m_f \cdot RT$ - pentru finalul lansărilor

$$m_i - m_f = z_{lan} \cdot m_{lan} \; ; \qquad \frac{p_i \cdot V}{RT} - \frac{p_f \cdot V}{RT} = z_{lan} \cdot z_{lan}$$

$$\frac{V}{RT}(p_i - p_f) = z_{lan} \cdot \frac{p_f \cdot i \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot S}{RT};$$

$$V = \left(\frac{p_f}{p_i - p_f}\right) \cdot z_{lan} \cdot i \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S$$

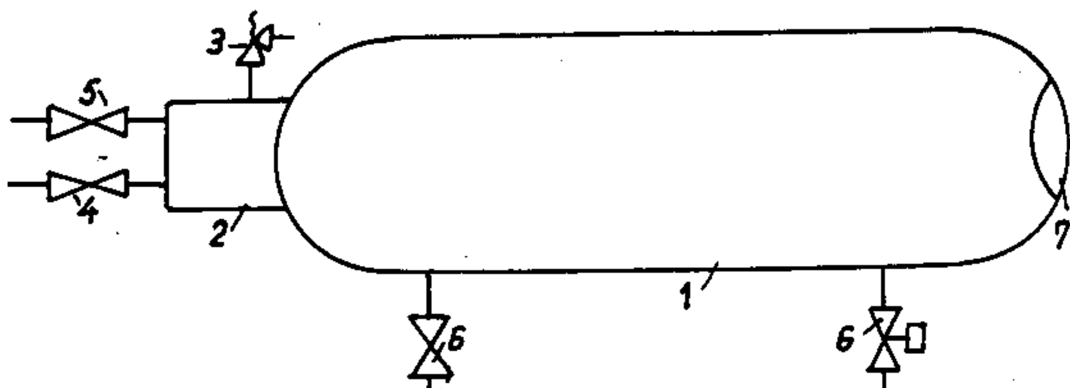


Fig. 4.12. Butelii de aer lansare motor principal
1- corpul buteliei; 2- capul buteliei; 3- supapă de **siguranță;** 4- valvulă de **încărcare; 5- valvulă spre instalația** de aer lansare MP; **6- robineți** de **purjare;** 7- guri de vizită.

4.2.8. Reglarea debitului.

• ***Metode** de debit nul:* a) opriri periodice **(max.** 15÷ 30 pe oră): se aplică numai în cazul unităților mici, acționate electric: b) mers în gol. Se realizează prin: deschiderea supappei de aspirație: conectarea unui spațiu mort suplimentar; descărcarea printr-un ventil așezat între supapa de refulare și un ventil de reținere montat pe conducta de refulare: închiderea completă a conductei de **aspirație.**

• *Metode de debit redus în trepte:* a) trecerea la mers în gol a unui număr variabil de spatii de lucru; b) variația turației în trepte; c) conectarea succesivă a unor spații moarte suplimentare; d) ventile de descărcare plasate de-a lungul cursei pistonului.

• *Metode de debit redus, continuu:* a) variația turației; b) deschiderea comandată a supapei de aspirație prin fracțiuni variabile ale cursei de comprimare și refulare: c) variația mărimii spațiului mort suplimentar: variația momentului conectării spațiului mort suplimentar: e) variația secțiunii orificiului de conectare al spațiului mort suplimentar: f) strangularea parțială a aspirației.

Procedeele cele mai economice sunt: oprirea periodică, variația turației, conectarea unor spații moarte suplimentare, ridicarea supapei de aspirație.

4.2.9. Acționarea compresoarelor

Alegerea motorului de acționare depinde de situația energetică a locului unde se va utiliza compresorul. Se folosesc: a) *motoare termice* la compresoarele de avarie: b) *motoare electrice de curent continuu* pentru compresoarele unor vehicule: b) *motoare electrice de curent alternativ* pentru compresoarele principale și compresoarele auxiliare. Pentru puteri până la 100 kW, se folosesc motoarele asincrone în scurtcircuit sau bobinat. înaintea pornirii, compresorul se descarcă prin unul din procedeele de trecere la mers în gol și se pune în funcțiune sistemul de răcire și de ungere (dacă este acționat independent). Pentru unele nave sunt prevăzute și compresoare de avarie acționate manual care sunt astfel dimensionate încât să permită umplerea buteliei de aer lansare motoare auxiliare în 45 rain.

4.3. Compresoare, suflante și pompe de vid volumice rotative

4.3.1. Generalități

Cuprind o gamă de construcții la care, prin mișcarea de rotație a unui rotor sau a doi rotori cu o anumită geometrie, se realizează spații de lucru (camere, celule) având volume ce variază în timpul rotației. Creșterea volumului permite realizarea aspirației, iar micșorarea lui asigură comprimarea și refularea. La camerele de volum constant, comprimarea se produce practic izocor în timpul refulării (comprimare exterioară).

Se pot realiza astfel de spații de lucru prin următoarele sisteme:

- cu un singur motor excentric cu palete sau placă culisantă: compresoare si pompe de vid multicelulare, cu piston rostogolitor, cu inel de lichid etc,
- cu doi sau mai mulți rotori cu profile identice ce se rostogolesc în sens contrar: suflanta Roots etc.
- cu doi sau mai mulți rotori cu profile diferite, conjugate: suflanta Jaeger (cu rotor de distribuție), compresorul Lisholm (elicoidal) etc.

Circulația gazului are loc într-un singur sens, ceea ce permite înlocuirea supapelor cu ferestre. Față de mașinile cu piston prezintă și avantajul eliminării forțelor de inerție, la masele cu mișcare de translație ceea ce permite turații mai ridicate cu reducerea dimensiunilor de gabarit și micșorarea fundațiilor. La mașinile fără atingere între rotori (cu interstiții), nu este necesară ungerea interioară, deci se obțin gaze curate.

Reglarea debitului: se face prin conducte și robinete de ocolire, prin strangularea aspirației sau variația turației.

Răcirea: se face cu aer în circulație forțată printre nervurile carcasei, sau cu apă prin cămăși de răcire; la raporturi de comprimare mici sunt nerăcite.

Acționarea: se face, de regulă, electric, direct prin cuplaje elastice, sau indirect prin transmisie cu curele trapezoidale sau cu roti dințate.

în continuare se prezintă câteva din construcțiile mai frecvent folosite, cu descrierea principiului de funcționare și menționarea principalelor mărimi caractersitice și utilizări.

4.3.2. Compresoare si pompe de vid multicelulare

Cea mai utilizată este construcția Wittig (fig. 4.13). în cilindrul *l* se rotește tamburul 2, prevăzut cu fante de ghidare *3* în care culisează lamelele *4*, apăsate pe cilindru sub acțiunea forței centrifuge sau a unor resorturi. Lamelele se dispun radial sau înclinate în sensul de rotație (pentru micșorarea solicitării). între tamburul 2 așezat excentric cu excentricitatea *e* și cilindrul / rămâne un spațiu de lucru, împărțit de lamele în tot atâtea celule de volum variabil. Aspirația și refularea se fac prin ferestre practicate în pereții cilindrului. Pentru micșorarea uzurii, forța centrifugă a lamelelor este de obicei preluată de două inelele de descărcare.

Comprimarea aerului se realizează tot prin variația forțată a volumului ce formează spațiul de lucru datorită pistoanelor cu mișcare rotativă. Constructiv un astfel de compresor fig. 4.13 Este compus dintr-un stator *l*, în care se rotește un rotor 2, montat excentric fată de stator cu o excentricitate *e*. în rotor sunt practicate canalele *3* în care sunt montate lamelele elastice *4.* Principiul de funcționare al compresorului cu lamele este următorul: datorită acționării rotorului în sensul indicat, forța centrifugă face ca lamelele să iasă din canalele *3* urmărind profilul statorului; cînd spațiul dintre lamele crește are loc o depresiune și aerul este aspirat prin racordul 5, iar în partea din dreapta unde spațiul se micșorează se realizează comprimarea și refularea aerului prin racordul *6.* Acest tip de compresor are întotdeauna același grad de comprimare datorită construcției sale.

Raportul de comprimare interior depinde numai de dimensiunile geometrice și de poziția ferestrei de refulare. La unele construcții, pentru egalarea presiunii interioare de comprimare cu presiunea din conducta de refulare sunt prevăzute supape automate de refulare, dispuse pe cilindru înaintea ferestrei de refulare.

Se construiesc cu o treaptă sau cu două trepte de comprimare cu răcire cu aer, cu apă, cu ulei (Ia pompe de vid), sau fără răcire (la $\pi_c \leq 1{,}5$). Necesită ungere abundentă.

Reglarea debitului: se face prin strangularea aspirației. Reglarea prin micșorarea turației se poate aplica numai pentru reduceri ale debitului până Ia 50%, deoarece forța centrifugă a lamelelor devine insuficientă.

Utilizări: comprimarea aerului sau gazelor, transporturi pneumatice, acționări pneumatice, comresoare frigorifice, pompe de vid.

Caracteristici: $\dot{V}=0{,}01$ ... 10 m^3/s; $\pi_{c_{max}}$ = 4 ... 5 într-o treaptă și 8 ... 15 în două trepte, cu răcire intermediară; n = 5 ... 50 rot/s.

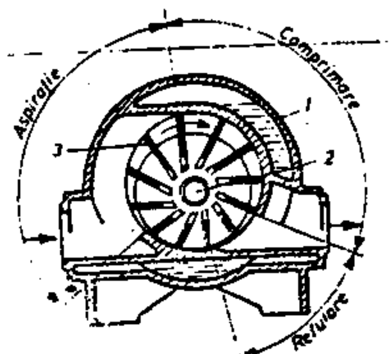


Fig. 4.13. Compresor multicelular

Viteza periferică a lamelelor $u_{max} = (R + e)\omega$ = $2\pi(R + e)n$ = 8 ... 13 m/s la construcțiile fără

99% în două trepte: în **execuţiii** speciale $p_a = 10^{-5}$ **mmHg.**

*Calculul debitului **şi** puterii:*

$$\dot{V} = \lambda \pi D^2 L\varepsilon\left(1 - \frac{zs}{\pi}\right) K_z n \quad [m^3/s] \tag{4.35}$$

unde D = **2R** este diametrul interior al cilindrului: *L* - lungimea rotorului: *e* = (D - *d*)/2 - excentricitatea: *s* - grosimea lamelelor; *d* = 2*r* - diametrul tamburului: *z* - **numărul** de lamele: $\varepsilon = e/R$ - excentricitatea relativă; *n* [rot/s] - **turaţia**; λ - coeficientul de debit; K_z - coeficientul de **utilizare** al dimensiunilor compresorului, funcţie de *z* (tab. 4.3).

Tabelul 4.3 Coeficientul **de utilizare** al **dimensiunilor compresorului** K_z

z	1	2	4	6	S	10	12	14	24
K_z	0.488	0,806	0.946	0.976	0.986	0.992	0.995	0.997	0,999 ... 1

λ = 0,5 ... 0,85, se poate calcula cu **relaţia:**

$$\lambda = 1 - \left(0{,}062 - 0{,}025\dot{V}\right)\pi_c \tag{4.36}$$

Puterea utilă se calculează cu **relaţia:**

$$P_u = \frac{n_1}{n_1 - 1} p_a \dot{V}\left[\pi_c^{\frac{n_1-1}{n_1}} - 1\right] \quad [W] \tag{4.37}$$

unde, pentru gaze **biatomice**, n_1 = 1,5 ...1,6.

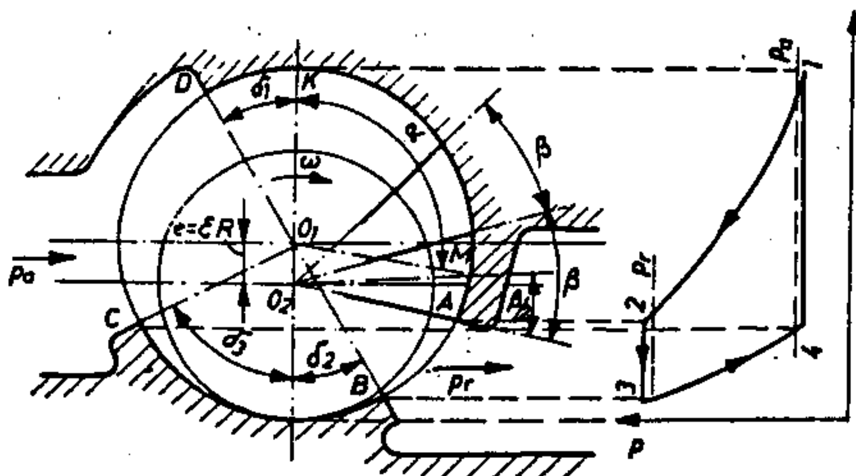


Fig. 4.14. **Amplasarea ferestrelor** şi **diagrama** *p*, V

Puterea efectivă se calculează cu relaţia:

$$P_e = P_u / \eta_m \quad [W] \tag{4.38}$$

$$P_e = p_a \cdot \dot{V} \cdot \ln \pi_c / \eta_{eiz} \qquad (4\text{-}39)$$

unde, η_m = 0,85 ... 0,92, iar η_{eiz} = 0,5 ... 0,66 (limitele superioare pentru V mare și π_c mic).

Amplasarea ferestrelor de aspirație și de refulare. Cu notațiile din figura 4.14 unghiul de compresiune corespunzător raportului de presiuni π_c este dat de relația:

$$\cos\alpha = 2/\pi^{1/n_1} - 1 \quad \text{unde } \alpha = \sphericalangle KO_1M \text{- începutul ferestrei} \qquad (4.40)$$

de refulare corespunde punctului A, cu $\sphericalangle MO_1A$ =β/2. Punctele B, C și D sunt determinate de unghiurile $\delta_1 \cong \delta_2 \cong \beta$ și δ_2 =(2 ... 2,5) β pentru $\pi_c \le 4$ și $\delta_2 = 90°$, pentru $\pi_c > 4$, unde $\beta = 360° / z$.

Pentru aer și gaze cu densități apropiate, viteza de curgere prin fereastra de refulare se admite c_r = 20 ÷ 40 m/s, iar prin cea de aspirație 10 * 20 m/s.

Date constructive: d = 0,03 ... 0,5 m; ε = 0,11 ... 0,14; UD = 1.6 ... 2,5; înălțimea lamelelor h = 1,9 (D - d); s = 1 ... 4 mm pentru lamele din oțel și 2 - 12 pentru lamele din mase plastice; z = 4 ... 32. limita superioară pentru debite mari cu inele de descărcare; pentru debite mici și $\pi_c \le 2{,}5$ z = 4 și chiar z = 2 (în cazul pompelor de vid)

Sunt compresoare care au pistoanele rotative monoaxiale, sub forma unor lamele.

4.3.3. Compresoare Roots

Sunt compresoare de aer cu pistoane rotative montate pe două axe denumite și corapresoare cu pinioane (compresoare de tip Roots). Acest tip de compresoare sunt compuse dintr-o carcasă 7 în care se găsesc două rotoare profilate 2, sub forma unor lobi. Rotoarele sunt acționate sincron de o pereche de roți dințate prin intermediul axelor *4*.

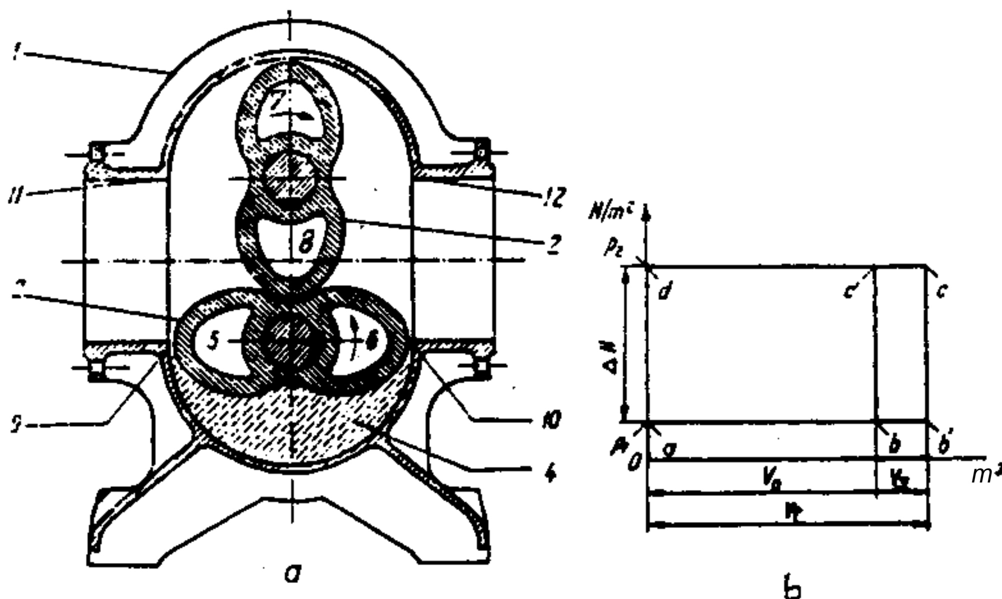


Fig. 4.15. Secțiune printr-un compresor cu lobi și diagrama teoretică
A- compresorul cu lobi; *B*- diagrama teoretica; *1*- carcasă; *2*- rotor profilat; *3*- axele de acționare; *4*- cantitate de aer supusă comprimării; *5.6.7.8*- capetele rotoarelor: *9.10.11.12*- muchiile carcasei; *13* - racord de aspirație; *14*- racord de refulare; *15*- suport compresor, p_a - presiune de aspirație; p_c- presiune de refulare: *a,b*- umplerea

La acest tip de **compresoare** nu se realizează de fapt o comprimare a aerului, **neexistând** spațiul de **compresie**, ci doar o împingere a aerului dintr-o parte in alta. **Când** unul dintre rotoare **efectuează** umplerea cu aer atmosferic, celălalt realizează pomparea la presiunea **finală**. în **fig.** 4.15 este prezentat principiul de funcționare al acestor compresoare. Astfel în zona **hașurată** *4*, de sub rotorul **inferior**, **reprezintă** o cantitate de aer care se consideră aspirată de rotorul inferior. Pomparea aerului (refularea) începe când capul *6* trece de muchia *10* a carcasei. Refularea aerului se termină când capul *5* ajunge în dreptul muchiei *10*. Un proces similar poate fi explicat și pentru rotorul superior.

Profilele rotorilor constau din arce de cerc în partea convexă și din epicicloide, aproximate prin arce de cerc. Necesită o precizie ridicată de execuție. Pentru mărirea uniformității refulării și pentru reducerea zgomotului, **rotorii** cu trei lobi se realizează cu **profile** răsucite de 60°.

Avantaje: construcție **simplă**, gabarit mic, întreținere ușoară.

Dezavantaje: debitare **pulsatorie**, funcționare cu **zgomot**, randament redus datorită comprimării practic **izocore**.

Utilizări: comprimarea aerului pentru spălarea sau **supraalimentarea** motoarelor: transporturi pneumatice: pompe de vid pentru depresiuni reduse (max 40 - 50% vid) etc.

Caracteristici: $\dot V$ =0,008 ... 12 m³/s: π_c = 1,05 ... 1,2: n = 3 ... 200 rot/s: $u_2 = \pi \cdot D \cdot n$ = 8 ... 40 m/s: $c_a = C_r$ = 30 m/s.

Calculul debitului și puterii:

$$\dot V = 2\lambda\left(\pi D^2/4 - A_p\right)Ln = \frac{1}{2}\lambda K_c \pi D^2 Ln \quad [m^3/s] \tag{4.47}$$

unde D [m] este diametrul rotorului: A_p [m²] - aria profilului rotorului: L [m] - lungimea axială a **rotorilor**; n [rot/s] - turația: λ - coeficientul de debit: $K_c = 1 - 4A_p/\pi \cdot D^2$ - coeficientul de utilizare al volumului carcasei.

$$P_{uad} = \dot m l_{mad} = \frac{\chi}{\chi - 1} p_a \dot V\left[\pi_c^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1\right] \quad [W]; \tag{4.48}$$

$$P_i = P_{uad}/\eta_{iad} \cong p_a\left[\pi_c - 1\right]\dot V / \lambda \quad [W]; \tag{4.49}$$

$$P_e = P_i/\eta_m .$$

unde: η_{iad} = 0,7 ... 0,8 pentru $\pi_c \le 1,1$, coborând până la 0,5 pentru $\pi_c \simeq 1.8$ și η_m = 0,82 ... 0,95.

Date constructive: D = 0,1 ... 0,5 m, L/D = 0,8 ... 1,5: K_c = 0,48 ... 0.53 pentru profile cu 3 lobi, respectiv 0,53 - 0,59 pentru cele cu doi lobi și λ = 0,65 ... 0,85 [pentru **execuții** îngrijite cu interstiții minime de ordinul (0,001 - 0,003)*a*, *a* fiind distanța dintre axele **rotorilor**].

4,3.4. Compresoare elicoidale

Compresoarele cu șurub au pistoane rotative montate pe doua axe paralele. Sunt întâlnite și sub denumirea de compresoare cu pistoane axiale. Aceste compresoare fig.4.16 sunt **formate** dintr-o carcasă / și două rotoare sub forma unor șuruburi care sunt rotite în sensuri contrare de două roți dințate de angrenare prin intermediul axelor 2. Rotoarele nu se ating între ele. Un rotor ? are profilul convex și un număr de patru dinți, iar celălalt rotor 4,

Aerul pătrunde în compresor prin racordul 5 în spațiul de lucru 6, format din cavitatea dintelui rotorului *4*, peretele carcasei / și proeminența dintelui rotorului *3*. Prin rotire aerul este împins în direcție axială producându-se comprimarea până la capătul rotoarelor, după care se va evacua prin racordul 7.

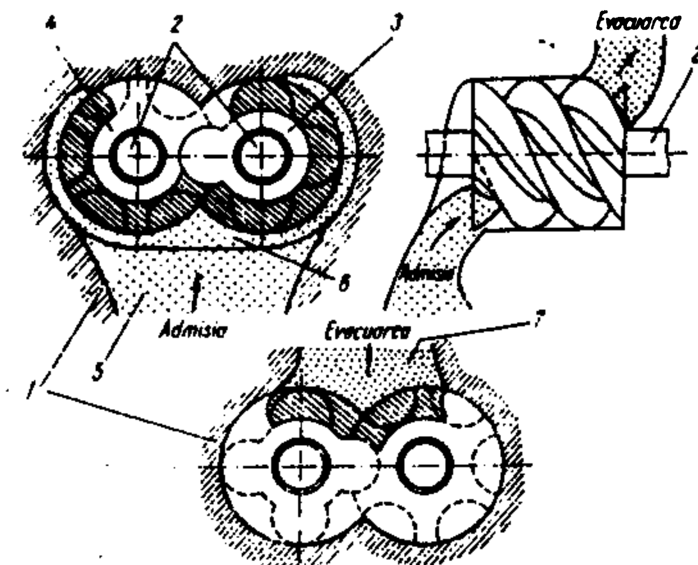


Fig. 4.16. Compresor elicoidal, principiul de funcționare.
1- carcasa compresorului; 2- axe de antrenare; 3- rotor principal cu profil convex; 4- rotor secundar cu profil concav; 5- racord de aspirație; 6- spațiu de lucru; 7- racord de evacuare.

Numărul lobilor este cuprins intre 2 și 8, crescând cu raportul de comprimare, egal sau neegal la cei doi rotori. Adesea, z_1 = 4 și z_2 = 6. cei doi rotori se rotesc cu turații invers proporționale cu z, prin intermediul unui angrenaj de sincronizare.

Profilele utilizate mai frecvent sunt: cicloidal simetric, cicloidal asimetric și mai ales, circular simetric (din motive tehnologice). Aspirația și refularea se fac prin ferestrele practicate în pereții frontali sau laterali. Presiunea de comprimare interioară depinde de geometria rotorilor și amplasarea ferestrei de refulare. Funcționarea pe o rețea cu presiune diferită duce la salturi de presiune izocore, cu consum energetic suplimentar.

La raporturi mari de comprimare, carcasa este prevăzută cu cămăși se răcire cu apă, iar la unele construcții rotorii sunt încălziți în interior cu ulei. Se practică și răcirea gazului prin injectarea de ulei sau de apă în spațiul de lucru.

Avantaje: păstrează puritatea gazului (la mers uscat); siguranță mare în funcționare: dimensiuni de gabarit și mase foarte mici, comparabile cu cele ale turbocompresoarelor, având, însă, față de acestea avantajul unor caracteristici stabile (fără zonă de pompaj) față de suflantele Roots, la aceeași turație, dimensiunile sunt ceva mai mari. dar compresoarele elicoidale permit turații de 2 - 3 ori mai mari și pentru π_c > 1,1 ... 1.3 au randamente adiabatice mai mari.

Dezavantaje: tehnologie complicată: zgomot în funcționare, care la turații înalte se atenuează prin filtre acustice și amortizoare.

Utilizări: comprimarea aerului: transporturi pneumatice: supraalimentarea motoarelor

Caracteristici: f=0,007 ... 12 m^3/s: n = 25 ... 250 rot/s și chiar 500 rot/s la debite foarte mici: $\pi_{c_{max}}$ = 4 pentru o treaptă, la mers uscat și $\pi_{c_{max}}$ = 8 cu injectare de ulei. Pentru $\pi_c > 6$ se trece la două trepte: ca pompă de vid realizează vid de 90%: η_{ead} = 0.5 ... 0.82; $u_1 = \pi \cdot d \cdot n$ = 75 ... 125 m/s.

Calculul debitului:

$$V = \lambda L n_1 z_1 (A_1 + A_2) = \lambda L n_1 z_1 K_1 d_1^2 = \lambda n_1 z_1 K_1 \frac{f}{u_1} - d_1^3 \text{ [m³/s]} \tag{4.50}$$

unde L [m] este lungimea axială a rotorului: A_1 și A_2 [m²] - ariile utile ale secțiunilor transversale ale canalelor active: z_1 - numărul de dinți ai rotorului conducător: n_1 [rot/s] - turația rotorului conducător: d_1 [m] - diametrul cercului primitiv al rotorului conducător: $K_1 = (A_1 + A_2)/d_1^2$ - coeficientul de utilizare raportat la același rotor, λ = 0,85 ... 0,92 - coeficientul de debit (la n > 250 rot/s și π_c < 2. λ = 1): z_1 = 2 ... 6 , z_2 = 2 ... 8: L/d_1 = 1,4 ... 3,5: K_1 = 0,2 ... 0,5, funcție de geometria profilelor și de numărul de dinți z_1 și z_2 (limita superioară pentru z_1 și z_2 mici și înălțimi relative ale dinților h_1/d_1, respectiv h_2/d_2 mari: adesea h_1/d_1 < 0,33 și h_2/d_2 = 0,02).

Alte date constructive: unghiul de răsucire al profilelor extreme 217 - 240°: jocul dintre rotori și dintre rotori și carcasă: j = (0,001 ... 0,0015) d_1 [mm].

4.3.5. Suflante cu rotor de distribuție

Pe arborele principal / (Fig. 4.17) se află la mijloc un disc cu două sau trei palete active 2, profilate pentru o angrenare cu interstiții minime cu golurile din rotorul de distribuție 3, care are rolul de separare a spațiului de refulare de cel de aspirație. Deplasarea gazului se face prin deplasarea paletelor 2 în spațiul inelar dintre tamburul interior 4 și carcasa 5. Rotorul distribuitor 5 se rotește în sens invers, fără frecare.

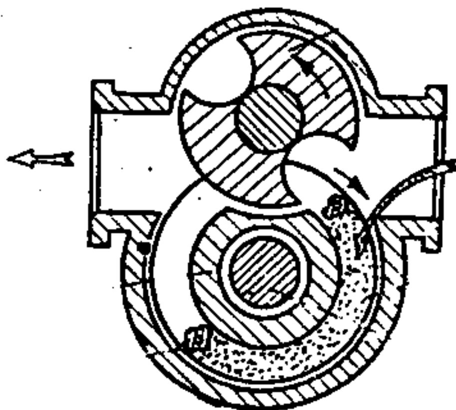


Fig. 4.17. Suflantă cu rotor de distribuție.

Avantaje: Construcție simplă din materiale uzuale, exploatere și întreținere ușoară: Neavând ungere interioară, se obțin gaze curate.

Dezavantaje: ε_M mare și deci π_c realizabil mic, λ redus (0,6 - 0,7), randamente reduse datorită comprimării exterioare.

Mărimi caracteristici: V=0 ... 5 m³/s: π_c = 1 ... 1,5: n = 5 ... 80 rot/s.

Utilizări: Comprimarea sau transportul aerului sau gazelor neutre, neexplosive: transporturi pneumatice: asigurarea arderii sub presiune.

4.4. **Compresoare și suflante** centrifuge

Antrenarea și **comprimarea gazului** are loc sub acțiunea forței centrifuge, dezvoltată de către un rotor **paletat.** La comprimarea gazului contribuie și transformarea în stator a energiei cinetice a gazului în energie potențială de presiune.

Suflantele se construiesc pentru π_g = 1,06 ... 3 (max. 4), pentru $\dot{V}$ = 0,15 ... 90 m^3/s la turații n = 50 ... 1000 **rot/s.** Se construiesc **fără** răcire, cu 1 - 4 trepte. Se utilizează pentru **supraalimentarea** motoarelor cu ardere internă: alimentarea cu aer a camerelor de ardere ale turbinelor cu gaze staționare sau mobile, transporturi pneumatice, în instalații de ventilație.

Compresoarele centrifuge se construiesc pentru π_g = 3 ... 15 (max. 35), la $\dot{V}$ = 0,5 ... 55 mVs și n = 50 ... 350 **rot/s,** cu un număr corespunzător de trepte, așezate într-un singur corp (max. 15), în două sau chiar în trei corpuri **(fig.4.18).** Pot **fi:** a) cu răcire exterioară în **răcitori** intermediari, după grupe de 2 - 4 trepte: b) cu răcire interioară realizată cu cămăși de răcire în jurul canalelor din stator; sau c) cu răcire combinată.

Utilizări: în instalații de ventilație compartimente mașini, **supraalimentarea** motoarelor în general aceleși ca și în cazul **compresoarelor** volumice, la debite mari și foarte mari și presiuni moderate, domeniu în care sunt net superioare.

Avantaje: datorită lipsei forțelor de inerție și a supapelor, turațiile de lucru pot fi foarte mari, rezultând dimensiuni de gabarit mici, fundații reduse, număr mic de repere. **Nefiind** necesară ungerea **interioară,** temperaturile de lucru sunt limitate numai din considerente de rezistența materialelor.

Dezavantaje: randament redus la debite mici, variația presiunii de refulare cu debitul, **fenomenul** de pompaj, număr mare de trepte.

Fig. 4.18. Compresoare centrifugale

4.5. Ventilatoare

4.5.1 Generalități

Sistemul de ventilație poate fi tratat analog cu cel de pompare. Gradul de comprimare realizat de ventilator fiind foarte mic (sub 1,05), se utilizează modelul aerodinamic de calcul. Se consideră o comprimare izotermică, iar căldura evacuată se calculează prin pierderile aerodinamice (coeficienți locali și distribuiți de pierdere). De regulă, se alege debitul de intrare sau cel recalculat pentru condiții normale. Dacă în sistemele de pompare prezența fazei groase reprezenta un pericol (fenomenul de cavitație), în instalațiile de ventilație deranjează prezența fazei lichide și solide. Pentru protecție, instalațiile se echipează cu filtre, cu separatoare de condens etc. în documentații tehnice mai vechi s-a practicat caracterizarea ventilatorului printr-o înălțime mm coloană de apă, ceea ce generează uneori confuzii. Astfel de date trebuie să fie interpretate prin presiunea corespunzătoare coloanei de apă. De exemplu, un ventilator de 720 mm H_2O înseamnă că realizează diferența de presiune totală:

$$\Delta p = (\gamma \cdot \Delta h)_{apă} = 9{,}81 \cdot 1000 \cdot 0{,}72\ N/m^2 = 7060\ Pa = 0{,}07060\ bar$$

Presiunea totală reprezintă puterea utilă realizată de ventilator raportată la debitul volumic $(\dot{V}_a)$ la intrarea în ventilator (sau cel recalculat pentru condiții normale); 7060 J/m^3. Ea nu trebuie confundată cu diferența de presiune statică a ventilatorului, având în vedere că pe lângă aceasta conține și componenta dinamică:

$$\Delta p = p_r - p_a + \frac{\rho_r \cdot c_r^2}{2} - \frac{\rho_a \cdot c_a^2}{2} = \Delta p_{st} + \Delta p_{din} \qquad (4.52)$$

Puterea ventilatorului rezultă astfel ca puterea absorbită:

$$P_{abs} = \frac{P_u}{\eta} = \frac{\Delta p \dot{V}}{\eta}. \qquad (4.53)$$

4.5.2 Ventilatoare centrifuge

Particularitățile de construcție ale ventilatoarelor centrifuge față de cele ale pompelor centrifuge derivă din densitatea mică a aerului (ρ = 1 ÷ 1,36 kg/m^3) față de cea a apei (1000 kg/m^3). Astfel, energiile specifice tranferate fluidului sunt mici și, în consecință, și puterile sunt mici, la fel și forțele care acționează asupra organelor ventilatorului. în criteriile de optimizare a construcțiilor, pe lângă criteriul energetic (randamente mari), capătă pondere consumul material. Astfel, se admit viteze mai mari ale fluidului decât la pompe (10 - 15 m/s) și se acceptă frecvent simplificări constructive care încalcă criteriile de optim aerodinamic. Numai la ventilatoare speciale (ventilatoare de fum mari) se utilizează piese turnate. în scopul reducerii diametrului rotorului se utilizează, uneori, unghiuri de construcție la ieșire ale paletajului mari (β_2 > 90°). Tot în scopul reducerii gabaritului, se costruiește ventilatorul cu trecere dublă. Se aplică mai rar etajarea rotoarelor. Astfel, ventilatoarele centrifuge pot fi grupate în felul următor:

- ventilatoare normale (β_2 < 90°), radiale și radial-axiale;
- ventilatoare în tambur (β_2 > 90°) radiale;

Figura (4.19) prezintă schițe caracteristice pentru construcție, iar tabelul 4.4 date privind performanțele. Motorul de acționare poate fî cuplat direct cu ventilatorul, dar se utilizează și transmisia cu curele trapezoidale care are multe avantaje.

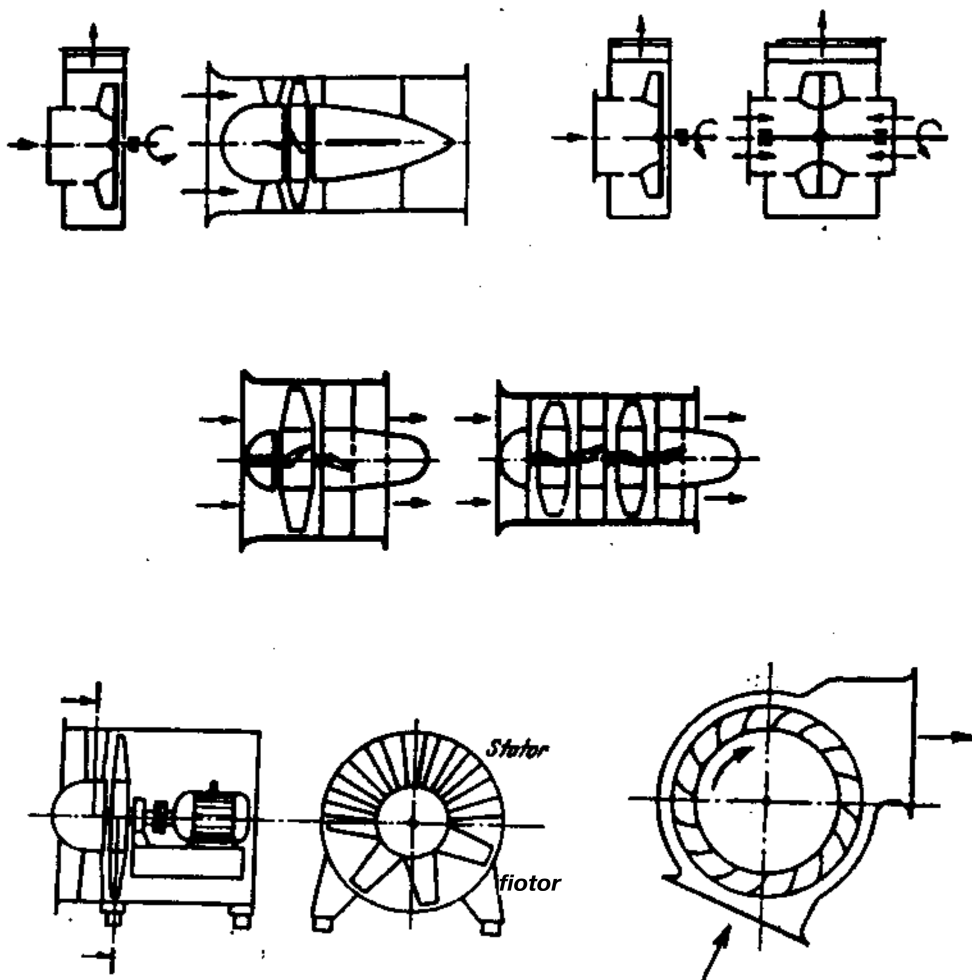


Fig. 4.19. Schițe ale unor ventilatoare.

Tabelul 4.4 Caracteristici ale **ventilatoarelor centrifuge**

$K = \omega l \cdot \left(\sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}\right)^{-0,75}$		0,25	0,5	1	2
$\psi = \frac{\Delta p}{\rho u_2^2 / 2}$	Ventilatoare normale	1,6	1,4	1	0,6
	Ventilatoare tambur	-	-	2,3	1,9

η	Ventilatoare mari, îngrijit construite	0,55	0,70	0,85	0,90
	Ventilatoare mici, îngrijit construite	0,50	0,60	0,68	0.70
	Ventilatoare cu simplificări în construcție	0,45	0,50	0,56	0,53

4.5.3 Ventilatoare axiale

Construcția lor este înrudită cu cea a pompelor axiale. Utilizează rețele rare de profile aerodinamice. Ca și la ventilatoarele centrifuge, se admit viteze axiale de 10 - 15 m/s și se apelează frecvent la simplificări constructive. Astfel, în locul paletelor profilate realizate prin turnare, se folosesc plăci curbate realizate din tablă laminată. Ventilatoarele axiale se construesc la numere caracteristice $\left[K = \omega\sqrt{\dot{V}}\left(\frac{\Delta p}{\rho}\right)^{-0,75}\right]$ de 2,5 - 6, realizând coeficienți de presiune $\left(\psi = \Delta p \Big/ \rho\frac{u_2^2}{2}\right)$ de 0,6 - 0,3 și randamente de 0,9 - 0,8 la ventilatoarele mari îngrijit executate și de 0,6 - 0,5 la ventilatoarele mici cu simplificări de construcție. Motorul de acționare se cuplează, de regulă, direct cu ventilatorul, dar poate fi folosită și transmisia cu curele. La ventilatoarele mari se interpune un reductor cu roți dințate.

4.5.4 Încercarea ventilatoarelor

încercările energetice urmăresc determinarea curbelor $\Delta p = f(\dot{V},\omega)$ și $P_{abs} = f(\dot{V},\omega)$, rezultând si randamentul $\eta = f(\dot{V},\omega)$. Uneori, se afișează ca informație suplimentară și curba $\Delta p_{st} = f(\dot{V},\omega)$. Punctul de lucru al sistemului se realizează la intersecția curbelor de presiune totală a ventilatorului și a rețelei de conducte.

Necesitatea reducerii poluării sonore cere studierea ventilatoarelor și a instalațiilor ca surse sonore: ce putere sonoră se emite, cu ce frecvențe în ce direcție. Rezultă, astfel, măsurile tehnice de atenuare prin construcția ventilatorului, respectiv prin izolații fonice adecuate. Puterea sonoră emisă de ventilator se corelează strâns cu disipațiile aerodinamice. Deci, un ventilator corect construit din punct de vedere aerodinamic este mai silențios decât cel cu simplificări de construcție. Vitezele mici ale aerului și turațiile scăzute favorizează silențiozitatea. Pentru a evita rezonanțele, ventilatorul se izolează fonic atât față de fundație, cât și față de conductele atașate.

Puterile sonore, ca și în alte domenii, se exprimă în scări logaritmice și prin raportare la nivelul de referință convenit (de regulă: puterea de referință $P_0 = 10^{-12}$ W; intensitatea de referință: $I_0 = 10^{-12}$ W/m^2; presiunea sonoră de referință: $p_0 = 2\cdot 10^{-5}$ N/m^2), rezultând nivele de zgomot în "decibeli":

$$n_P = 10\lg\frac{P}{\ldots}; \qquad (4.54)$$

$$n_I = 10 \lg \frac{I}{I_0}; \tag{4.55}$$

$$n_p = 20 \lg \frac{p}{p_0}; \tag{4.56}$$

Deci. un nivel de intensitate de 60 decibeli. de exemplu, reprezintă 10^{-6} W/m^2, respectiv un nivel de presiune sonoră de 60 decibeli $2 \cdot 10^{-2}$ Pa, Ventilatorul ca sursă de zgomote se caracterizează printr-un nivel de putere și prin spectrul zgomotului. El depinde de vibrațiile unor organe componente, excitate de forțe variabile în timp, date de alte organe sau de fluidul vehiculat, respective de oscilațiile de presiuni de fluid (mase neechilibrate, rulmenți. cuplaje, atingeri între piesele în rotație și cele fixe. neuniformitatea curgerii în rotor, interacțiuni între paletaj și alte organe, vârtejurile din dâre, turbulența curentului etc.).

Puterea sonoră totală emisă de ventilator (P_e) depinde de puterea disipată (P_p):

$$P_e = k_P P_p \; ; k_P \approx 10^{-5}. \tag{4.57}$$

Cu cât randamentul este mai mare $(P_p = P_{abs}(1 - \eta))$ și cu cât k_P este mai mic , ventilatorul este mai silențios. Puterea sonoră emisă depinde de viteza periferică a rotorului:

$$P_e = k u_2^m . \tag{4.5S}$$

Exponentul depinde de mecanismul generării zgomotului (lagăr: m = 2.3: dâre: m = 5,5 .... 6: turbulență: m = S). Figura 4.20 arată nivelurile de putere sonoră în funcție de viteza periferică și un spectru la o viteză constantă.

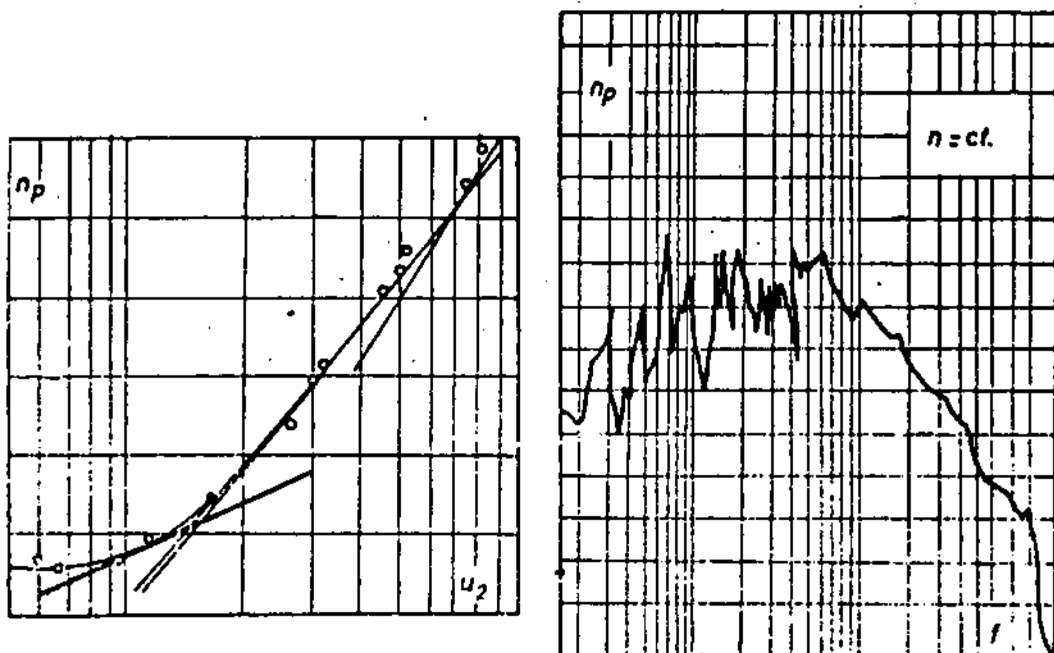


Fig. 4.20. Nivele de zgomot în funcție de:
a) viteza periferica ; b) spectru la viteză constantă

4.6. Analiza defecțiunilor compresoarelor, constatate în diagrama indicată

O diagramă reală a funcționării unui compresor într-o singură treaptă de funcționare se poate obține cu ajutorul unui aparat indicator de luat diagrame: aparatul indicator va avea montajul cerut de parametrii de funcționare ai compresoarelor. După alegerea corectă a pistonașului, a resortului și a riglei de măsurare, aparatul poate fi montat pe compresor.

O diagramă reală, ridicată corect, arată că în figura 4.21, în care sunt prezentate toate fazele ce au loc în procesul de lucru ai compresorului: *a-b* faza de compresie: *b-c* refularea: *c-d* destinderea: *d-a* aspirația. Defecțiunile observate pe diagrama ridicată cu ajutorul indicatorului pot fi defecțiuni datorate procesului de lucru din compresor sau defecțiuni datorate aparatului indicator . în cele ce urmează vor fi analizate doar defecțiunile datorate procesului de lucru.

Pentru interpretarea diagramelor prezentate, diagramele cu defecțiuni au fost trasate cu linii continue, iar diagramele indicate normale au fost trasate cu linii întrerupte. In figura 4.22. este reprezentată o diagramă indicată cu spațiul mort mărit. Datorită acestui volum mărit aerul comprimat se destinde în acest spațiu, iar aspirația începe mai târziu ducând la reducerea debitului.

Când supapa de refulare se blochează, diagrama ridicată arată ca în figura 4.23. Punctul *b* care indică sfârșitul compresiei se situează deasupra începutului refulării normale, rezultând o presiune mai mare la începutul refulării. Cursa de aspirație este mai redusă din cauza pătrunderii aerului comprimat din conducta de refulare în cilindru ceea ce duce la mărirea lucrului mecanic consumat și reducerea debitului de aer comprimat. Dacă supapa de aspirație se blochează, diagrama indicată arată ca în figura 4.24 în acest caz atât supapa de aspirație cât și cea de refulare se deschid cu întârziere fapt care face ca la începutul cursei de comprimare o parte din aerul aspirat sa fie evacuat din cilindru înapoi în conducta de aspirație (deoarece supapa de aspirație este încă deschisă, punctul *a* se deplasează în punctul *b*). iar depresiunea la începutul aspirației se mărește: în consecință debitul de aer comprimat se reduce, iar temperatura aerului se mărește. în figura 4.25 este prezentată o diagramă indicată a unui compresor la care supapa de refulare este neetanșă. Aerul comprimat care se găsește în conducta de refulare pătrunde în cilindru, ceea ce are ca efect mărirea suprafeței diagramei prin curbarea liniei de comprimare în sus și reducerea cantității de aer aspirat.

In cazul cînd în coloana de aspirație a compresorului apare o anumită rezistență, diagrama arată ca în fig.4.26. Cauzele apariției acestei rezistente pot fi:deschidere incompletă a supapei de aspirație: murdărirea filtrelor înfundarea răcitoarelor intermediare sau înfundarea parțială a conductelor de apă. în acest caz diagrama indică o depresiune mai mare.

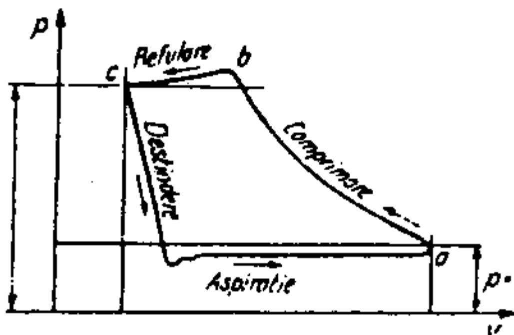


Fig. 4.21. Diagrama indicată normală a unui compresor

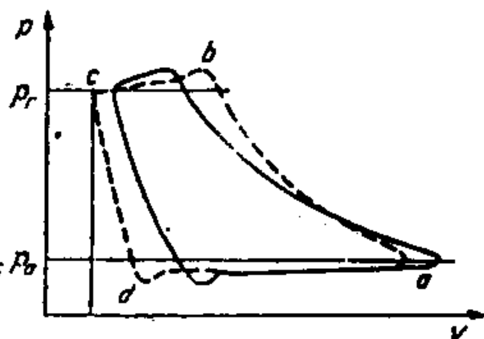


Fig. 4.22. Diagrama indicata a unui

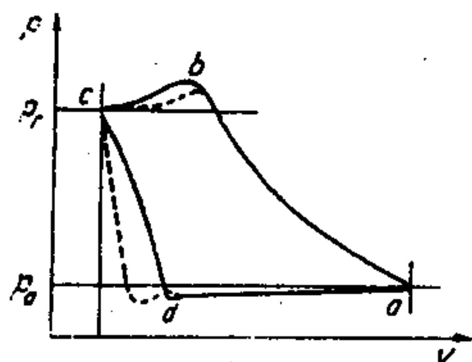


Fig. 4.23. **Diagrama indicată** a unui compresor la **care** supapa **de** refulare **se blochează**

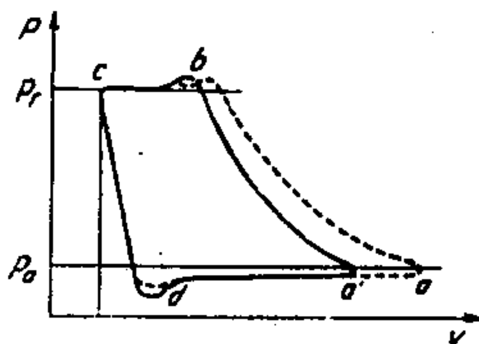


Fig.4.24. Diagrama indicata a unui compresor la **care** supapa **de aspirație se blochează**

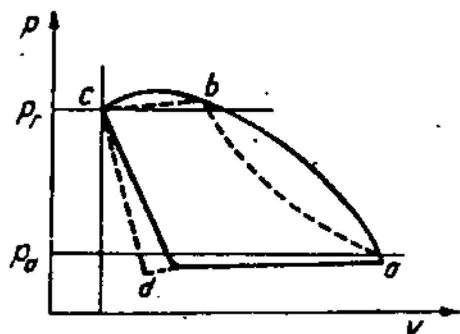


Fig.4.25.Diagrama indicată a unui **compresor** cu supapa **de refulare** nectanșă

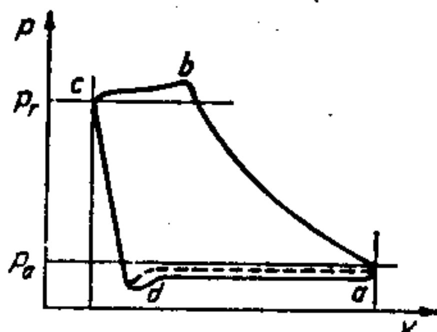


Fig.4.26. Diagrama indicată a unui compresor cu **rezistență prea** marc la **aspirație**

Dacă rezistența apare pe coloana de refulare **diagrama** indicată **arată** ca în figura 4.27 unde apare **mărită** porțiunea de refulare. Cauzele apariției acestei rezistențe pot fi: deschiderea incompletă a supapei de refulare sau **înfundarea răcitoarelor intermediare.** în figura 4.28 este prezentată o diagramă indicată în cazul când resortul supapei de refulare este prea rigid, necesitând o forță prea mare pentru deschiderea supapelor.

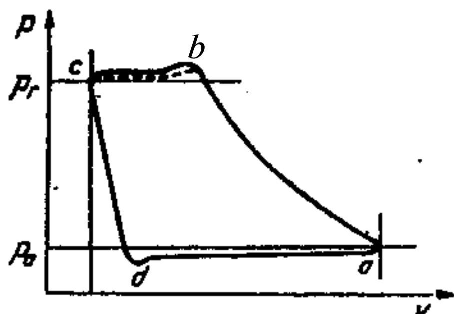


Fig. 4.27. Diagrama indicată a unui compresor cu rezistentă prea marc la refulare

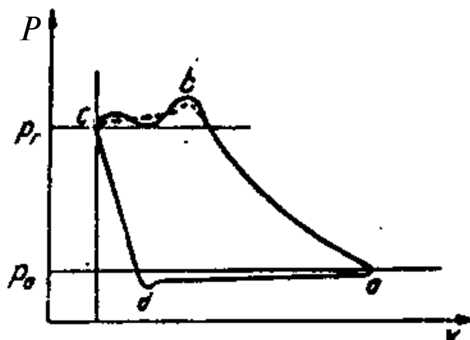


Fig. 4.23. Diagrama indicată unui compresor care necesită o forță prea mare la

In **diagramă** valoarea presiunii de refulare crește peste valoarea normală. O diagramă aparte este redată în figura 4.29 în care atât arcurile supapelor de aspirație și de refulare nu sunt corespunzătoare sau sunt prea moi. în acest caz curbele de aspirație și de refulare prezintă forme **ondulatorii** care reprezintă variații de presiune **însoțite** de vibrații ale organului de etanșare. Specific acestor defecțiuni este faptul că **suprafața** diagramei este mărită rezultând un consum sporit de lucru mecanic.

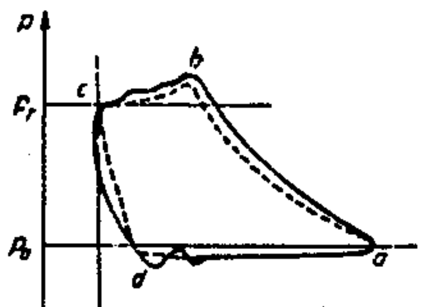


Fig. 4.29. Diagrama indicată a unui compresor cu arcurile supapelor ales **necorespunzător.**

Bibliografie

[1J. B. Popa, C. Vintilă — **Termotehnică și mașini** termice. **Editura** Didactică și **Pedagogică**. București, 1977

[2J. B. Popa, I*. **Carabogdan** — Manualul inginerului **termotehnician, vol.** II. Editura Tehnică, București, 1986

[3]. D. **Ionescu, I.C. Ioniță**, ș.a. — Mecanica fluidelor și mașini hidraulice. Editura Didactică și Pedagogici. București, **1980**

[4]. Gh. Uzunov, J. **Dragomir** — îndrumătorul ofițerului de navă. Editura Tehnică, București, 1983

5

INSTALAȚIA DE AER COMPRIMAT

5.1. Introducere

întreținerea judicioasă a instalațiilor și elementelor pneumatice se referă nu numai la reparațiile necesare ale acestora, ci în primul rând la menținerea în stare de funcționare în vederea evitării pe cât posibil a cazurilor de avarie și a ridicării duratei de viață a fieçărui aparat în parte, în condițiile de lucru impuse.

O întreținere sistematică duce la economisiri de costuri care ar putea apărea în cazul pierderilor de aer, reparațiilor sau a timpilor de întrerupere a funcționării.

5.2. Instalația de producere a aerului comprimat

Instalația de aer comprimat permite alimentarea cu aer comprimat a următoarelor compartimente:

- compartimentul mașini;
- atelierul mecanic;
- atelierul electric;
- chesoane de apă de mare;
- filtre de
  - apă de mare;
  - combustibil;
  - ulei;
- separatoare;
- tifon.

Instalația de aer comprimat este astfel organizată încât fiecare din compresoarele principale poate încărca oricare din buteliile principale.

Buteliile principale sunt montate cu o înclinare de 3°.

Purjarea buteliilor se face prin partea inferioară prin ambele extremități, manual sau automat.

Butelia pentru lansarea motoarelor auxiliare poate fi umplută de la oricare din buteliile principale, de către oricare compresor principal sau de la compresorul de avarie.

Buteliile sunt prevăzute cu manometre montate la locuri vizibile.

întrucât compresoarele pot fi de principii constructive diferite, pentru întreținerea acestora se vor respecta instrucțiunile de exploatare date de către furnizor.

Personalul de cart (CM) - personalul de exploatare are în grijă efectuarea în mod regulat a operațiilor de verificare, curățire și, după caz, revizie sau schimbare a filtrelor de aspirație, a instalației de ungere și a instalației de răcire.

Durata ciclului de curățire a filtrului de aspirație este în funcție de gradul de puritate al mediuluiînconjurător.

Schimbarea uleiului la compresoare se va face după numărul de ore de funcționare indicat de firmă.

Compresoarele de aer navale sunt prevăzute cu protecții pe instalația de ungere și pe instalația de răcire.

5.3. Rețeaua de conducte

O problemă foarte importantă referitoare la rețeaua de conducte de aer comprimat, presupunând că acestea au fost montate corect, o constituie etanșietatea.

Observație: Conform prevederilor RNR conductele de aer comprimat lansare MP trebuie să aibă o mică pantă (înclinare) către butelii și nu spre valvulă principală de lansare.

Pentru aceasta se va efectua un control general al etanșietății.

Purjarea buteliilor de aer și a conductelor trebuie să se facă periodic (la intervale regulate).

Tabelul 5.1 **Cantitatea admisibilă de vapori de apă din aerul saturat în funcție de temperatura aerului.**

Temperatura °C	-10	0	5	10	15	20	30	50	70	90
Vapori de apa $[g/Nm^3]$	2,1	4,9	7	9,5	13	17	30	83	198	424

Tabelul 5.2 **Pierderile de aer comprimat datorate neetanșietăților, în funcție de dimensiunile acestora, la o presiune de lucru de ≈ 6 [bar].**

Diametrul porțiunii neetanșe		Suprafața porțiunii neetanșe	Debitul de aer pierdut prin neetanșare	Energia necesară consumată pentru comprimare (completare)	
Mărime naturală	mm	$[mm^2]$	$[Nm^3/h]$	Kwh	CPh
•	1	0.78	2,4	0,2	0,27
▬	3	7,00	36,0	2,0	2,7
⬬	5	19,60	97,8	8,0	10.9

5.4. Măsuri generale pentru întreținerea instalațiilor pneumatice

5.4.1. Operații de întreținere zilnice:

- Se golește condensul adunat în filtre:
- Se controlează nivelul uleiului:
- Se efectuează operațiile speciale de întreținere a instalațiilor sau a diferitelor aparate.

5.4.2. Operații de întreținere săptămânale:

- Se verifică etanșietatea tubulaturilor,
- Se verifică manometrele:
- Se verifică funcționarea corectă a ungătoarelor de ulei:
- Se efectuează operațiile speciale de întreținere a instalațiilor sau a diferitelor aparate.

5.4.3. Operații de întreținere lunare:

- Se cercetează toate racordurile, îmbinările și dacă pe traseul conductor există pierderi de aer cauzate de neetanșietăți:
- Se cercetează dacă există pierderi de aer datorate neetanșietăților la ventile înainte de pornirea instalației:
- Se curăță filtrele, se spală cartușele filtrante:.
- Se efectuează operațiile speciale de întreținere a instalațiilor sau a diferitelor aparate.

5.4.4. Operații de întreținere bianuale:

- Se verifică uzura diferitelor dispozitive și dacă este cazul se fac înlocuiri:
- Se verifică funcționarea mecanică a aparatelor și dispozitivelor:
- Se efectuează operațiile de întreținere speciale a instalației sau a diferitelor aparate.

Întreținerea instalației pneumatice, alături de instalațiile electrice, hidraulice și mecanice se încadrează în planul general de întreținere a navei.

Dispunând de personal de întreținere calificat, se reduc costurile cu reparațiile și timpii morți de oprire.

5.5. Dimensionarea conductelor

Diametrul interior al acestora rezută din relația:

$$d = \sqrt{\frac{4}{\pi}\frac{\dot{V}}{w}} \cdot 10^3 \quad [mm] \tag{5.1}$$

unde: $\dot{V}\left[\frac{m^3}{s}\right]$ - **debitul volumic** maxim ce alimentează **hidromotorul** prin conducta respectivă;

w [m/s] - viteza admisă a fluidului

Pierderile de presiune care au loc de-a lungul elementelor de legătură - canale în aparate, elemente de racordare, conducte și tuburi - pot fi calculate cu ajutorul formulei:

$$\Delta p_{st} = \frac{\rho}{2}\left(\frac{\dot{V}}{A}\right)^2\left[\sum \zeta + \sum \lambda \frac{l}{d}\right] \quad \left[N/m^2\right] \tag{5.2}$$

unde: $\rho\left[kg/m^3\right]$ - densitatea;

$\dot{V}\left[m^3/s\right]$ - **debitul** volumic;

$A\left[m^2\right]$ - secțiunea oferită pentru curgere;

ζ - coeficient de rezistență locală:

λ - coeficient de rezistență liniară;

l [m] - lungimea conductei de aer.

d [m] - diametrul interior al conductei canalului.

Pentru determinarea mai rapidă a dimensiunilor conductelor și a pierderilor de presiune se pot folosi **nomograme.**

Viteze recomandate în conductele de aer

Conducte pentru compresoare

- la aspirație — w = 16 ÷ 20 m/s
- la refulare — w = 25 ÷ 30 m/s

Conducte pentru ventilatoare

- presiune joasă — w_{asp} = 10 ÷ 12 m/s; w_{ref} = 12 ÷ 16 m/s
- presiune medie — w_{asp} = 12 ÷ 16 m/s; w_{ref} = 15 ÷ 20 m/s
- presiune mare — w_{asp} = 12 ÷ iS m/s; w_{ref} = 20 ÷ 30 m/s

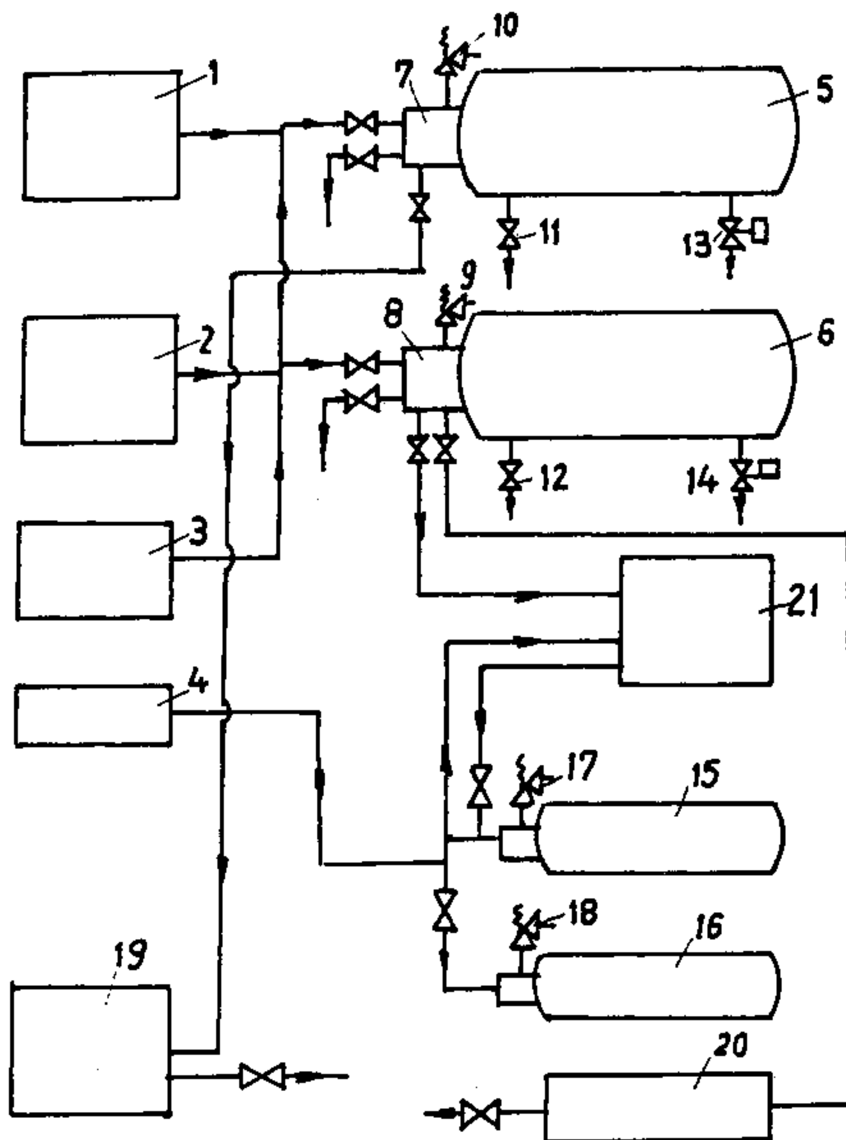


Fig. 5.1. Instalația de aer comprimat

1,2 — compresoare principale; *3*- compresor auxiliar; *4*- compresor de avarie; 5,6- butelii de aer lansare motor principal; 7,5- capete de alimentare; *9,10*- supape de siguranță; *11, 12*- robineți de purjare cu acționare directă ; *13,14*- robineți de purjare automată; *15,16*-butelii de aer lansare motoare auxiliare; *17,18*-supape de siguranță; *19*-utilizări gospodărești; *20*-stație de aer instrumental.

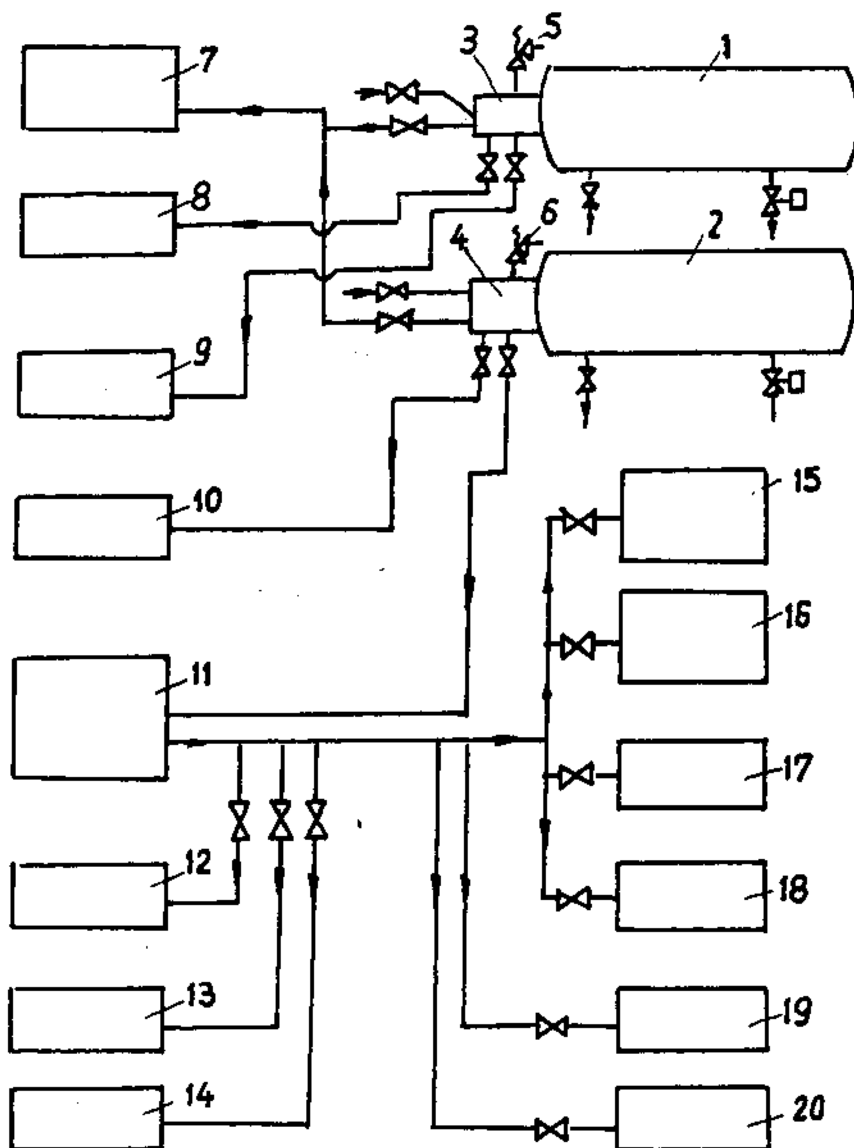


Fig. 5.2. **Utilizarea** aerului comprimat

7.2- butelii de aer lansare motor principal; *3,4*- capete de butelie; *5,6*- supape de **siguranță;** *7*- aer lansare **motor** principal; *S*- aer lansare **motoare** auxiliare; *9*- **stație** de aer instrumental; *10*-**butelie** tifon; 77- **utilizări** gospodăreșu; *12*- **suflare** [illegible] de bordaj; *13*- **atelier** mecanic; *14*-**acționări** pneumatice; *15*-**filtru** automat de cor. [illegible] **motor principal;** *16*-**filtru** automat de **ulei** motor **principal;** *17*-**filtru** automat de **comb**[illegible] motoare **auxiliare;** *18*-**filtru** automat de ulei **motoare auxiliare;** *19*- vinci scară **pilot**[illegible] **inci** scară de bord.

5.6. Prepararea aerului instrumental

Agregatul pentru prepararea aerului instrumental este compus din două elemente filtrante:

- filtru treapta I pentru vapori, picături de ulei si impurități mecanice mari și mijlocii;
- filtru trepta II pentu impurități fine și foarte fin (grad de mărime 5 µm).
- două corpuri pentru uscarea aerului care asigură la ieșire temperatura punctului de rouă de 35° C.

Aerul provenit de la buteliile de aer comprimat intră în filtru treapta I, în ordine prin masa de cărbune activ granulat unde este purificat de vapori și picături de ulei pe care le conține și apoi trece printr-un set de site în care se rețin impuritățile mecanice mari și mijlocii. Apoi aerul trece printr-un filtru de carton unde are loc purificarea aerului de particule mecanice fine. Aerul este trecut cu ajutorul unui distribuitor printr-un cilindru uscător I. Aici aerul străbate un strat de silicagel super, substanță puternic higroscopică.

Aerul purificat de vapori de aer în uscător, trece prin filtru treapta II care are un element filtrant de pânză fitru deasă ce reține particule mecanice foarte fine ce depășesc gradul de mărime de 5µm. în timpul funcționării uscătorului I (maxim de 4 ore), uscătorul II se află în perioada de regenerare a silicagelului. Regenerarea constă în ridicarea temperaturii de 130 ÷ 140° C în interiorul uscătorului cu ajutorul rezistențelor electrice cu funcționare programată si a unui curent de aer în sens invers pentru eliminarea vaporilor de apă formați.

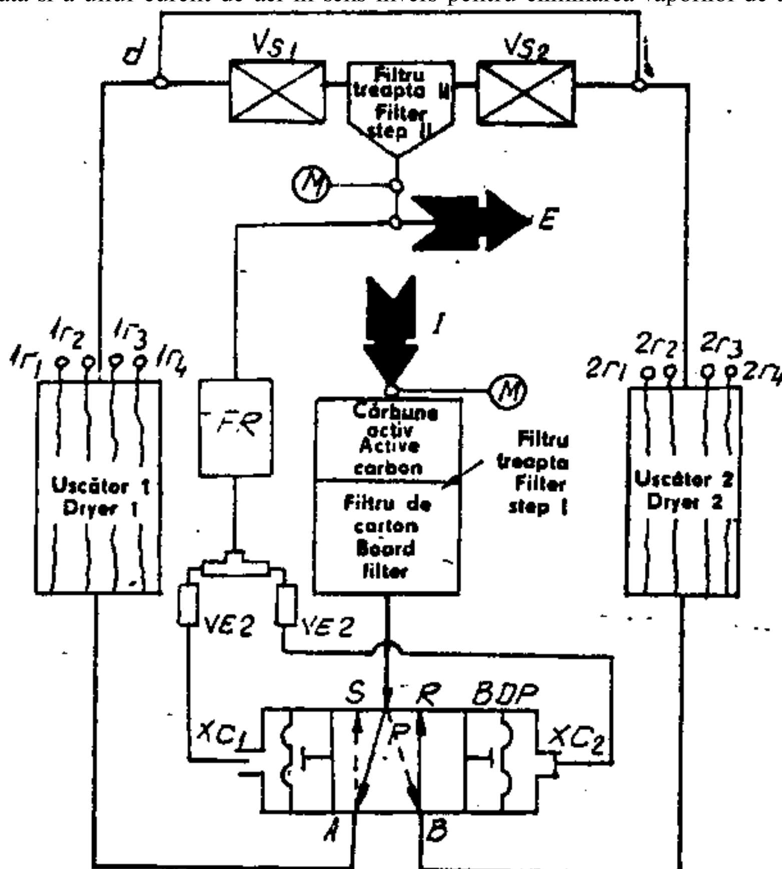


Fig.5.3. Stație de aer instrumental

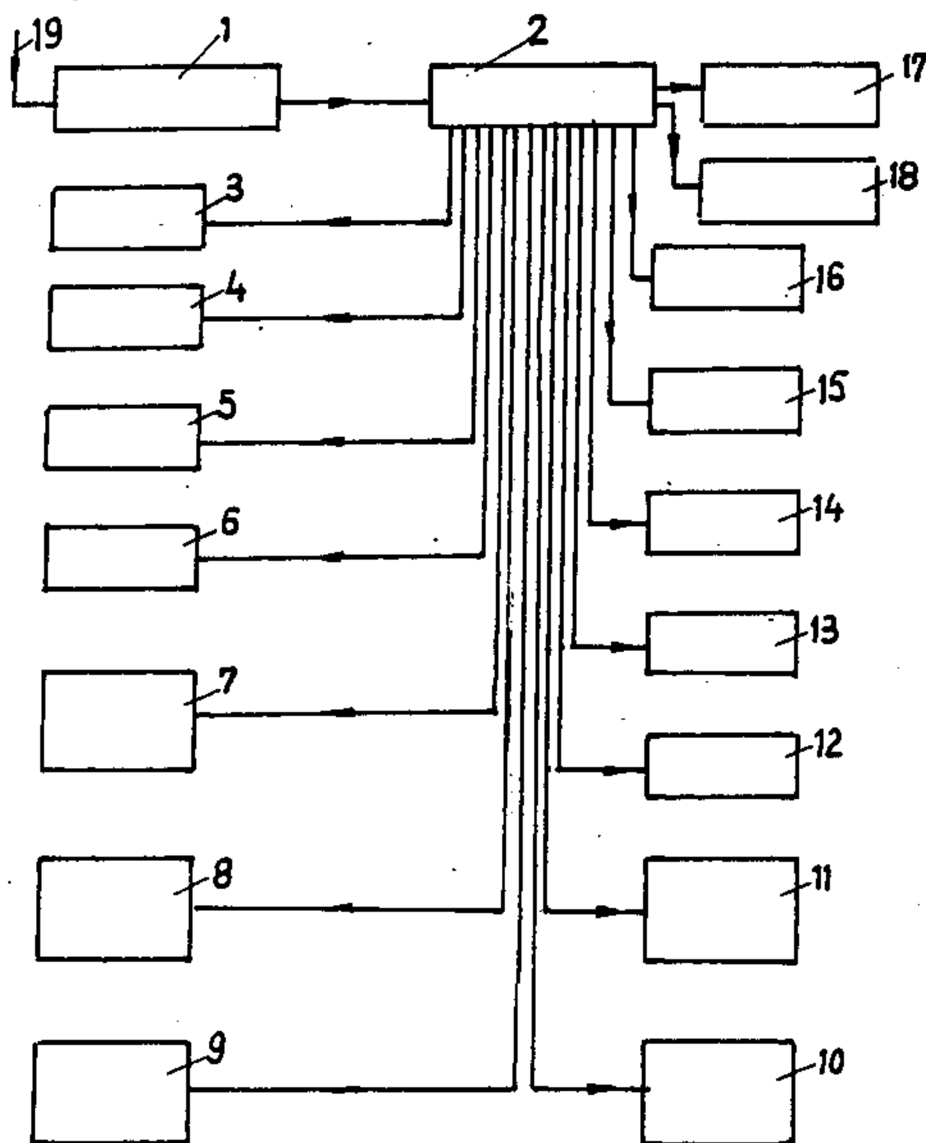


Fig. 5.4. Distribuția și **utilizarea** aerului instrumental
1-**stație** de aer instrumental; 2- distribuitor de aer instrumental; *3*- VTR ulei **DG1**; *4*- VTR ulei **DG2**; *5*- VTR ulei **DG3**; 6- viscozimeuu MP; 7- VTR apă **cilindri** MP; *8*- VTR apă pistoane MP: 9- VTR ulei MP; *10, 11*- VTR apă de mare; *12*- VTR apă **DG3**;*13*-**VTR** apă **DG2**;*14*-**VTR** apă **DG1**;*15*- caldarină **recuperatoare**;*16*-**separator** de **santină**; *17*- telecomandă MP; *18*- generator auxiliar de gaz inert

Bibliografie

[1]. B. Popa, C. Vintilă — Termotehnică și mașini termice
Editura Didactică și Pedagogică,
București 1977

[2]. B. Popa, I. Carabogdan — Manualul inginerului termotehnician, vol. II
Editura Tehnică, București 1986

[3]. D. Ionescu, I.C. Ioniță, ș.a. — Mecanica fluidelor și mașini hidraulice
Editura Didactică și Pedagogică,
București 1980

*** — Agregat de preparat aer instrumental SAI 03

*** — Documentația instalației de aer comprimat
Bulk Carrier 65.000 tdw.

6

INSTALAŢII FRIGORIFICE

6.1. Introducere

Dezvoltarea rapida a tehnicii frigului pe plan mondial şi utilizarea pe scară largă α instalaţiilor frigorifice se reflectă în preocupările susţinute de folosire a acestei tehnici în importante domenii:

- construcţia de maşini pentru obţinerea oxigenului şi gazelor inerte necesare proceselor tehnologice de prelucrare a metalelor la temperaturi joase etc:
- industria chimică pentru separarea amestecurilor de gaze, separarea soluţiilor complexe, păstrarea lichidelor cu temeperaturi joase de vaporizare etc:
- industria farmaceutică pentru prelucrarea unor medicamente;
- industria minieră si de construcţii pentru congelarea solurilor şi consolidarea minelor:
- medicină pentru răcirea locală în scop de anestezie în intervenţiile chirurgicale (criochirurgie) precum şi pentru păstrarea unor organe de transplant;
- industria transporturilor feroviare, rutiere, fluviale şi maritime pentru transportul produselor alimentare (cărnii, peştelui, fructelor), α gazelor lichefiate etc;
- aviaţie şi cosmonautică pentru oxigenul necesar oamenilor, pentru condiţionarea aerului, pentru răcirea aparaturii electronice, asigurarea carburantului (hidrogen lichid) şi comburantului (oxigen lichid);
- cercetare ştiinţifică pentru studierea influenţei temperaturii joase asupra proprietăţilor fizice ale diferitelor substanţe.

Funcţie de domeniul de utilizare a tehnicii frigului pot fi utilizate instalaţii frigorifice după cum urmează:

- instalaţii de comprimare care utilizează proprietăţile elastice ale gazelor şi vaporilor: La cele cu gaze starea de agregare a agentului nu se modifică în timp ce la cele cu vapori este necesară condensarea vaporilor comprimaţi şi vaporizarea agentului destins:
- instalaţiile cu sorbţie al căror principiu de lucru este axat pe realizarea succesivă a reacţiilor termochimice de sorbţie α agentului de lucru de către sorbant după care urmează desorbţiα agentului din sorbant: Instalaţiile cu sorbţie se clasifică în instalaţii cu absorbţie şi adsorbţie. în cele cu absorbţie procesul de sorbţie are Ioc în masa absorbantului lα frontiera care separă fαzα lichidă şi de vapori, iar la instalaţiile cu adsorbtie procesul de sorbţie are Ioc lα suprafaţa adsorbantului, care se află, de regulă, în stare solidă;
- instalaţii cu jet care utilizează energia cinetică α unui jet de vapori sau gaz:

- instalații termoelectrice care au la bază efectul Peltier: permit obținerea frigului prin utilizarea directă a energiei electrice. La trecerea curentului electric printr-un ansamblu format din două materiale diferite se constată apariția unei diferențe de temperatură la cele două lipituri ale sistemului;
- instalații magnetice care permit obținerea efectului frigorific pe seama magnetizării adiabate axată pe proprietatea corpurilor poromagnetice de a-și mări temperatura la magnetizare și de a o reduce la demagnetizare.

în domeniul transporturilor navale se folosesc, până în momentul de față, instalații cu comprimare mecanică de vapori care s-au impus pentru următoarele avantaje:

- domeniul de temperaturi $[+2 \div +10]^\circ C$ pentru fructe, legume, băuturi etc: $[-30 \div -10]^\circ C$ pentru came, pește etc:
- gabarit minim pentru puterea frigorifică necesară;
- răcirea condensatorului cu apă;
- reglarea ușoară a temperaturii camerelor frigorifice, a presiunii de condensare etc.

în aceste instalații frigorifice agenții de lucru evoluează în domeniul vaporilor umezi ceea ce permite realizarea unor procese izotermice prin vaporizare la preluarea căldurii către mediul ambiant. în acest mod devine posibilă reducerea pierderilor datorită ireversibilității transferului de căldură între agent și cele două surse de căldură, prin menținerea diferențelor de temperatură în limite acceptabile.

La aceasta se adaugă și faptul că, la schimbarea stării de agregare prin vaporizare și condensare, coeficienții de transfer de căldură au valori importante astfel că schimbătoarele de căldură pot fi dimensionate în condiții economice.

Instalațiile frigorifice cu comprimare mecanică de vapori funcționează pe baza ciclului de referință Carnot inversat. Ridicarea potențialului căldurii de la temperatura 7} a camerei frigorifice la temperatura T_a a mediului ambiant nu poate avea loc conform principiului al doilea al termodinamicii în mod natural, de la sine, ci numai cu consum de energie din exterior. Antrenarea compresoarelor frigorifice se face cu motoare termice sau cu motoare electrice. La instalațiile navale acționarea compresoarelor se face cu motoare electrice.

Ciclul Carnot inversat, ciclu de referință pentru instalațiie frigorifice cu vapori, în accepțiune clasică, este reversibil atât pe plan intern cât și extern. Aceasta înseamnă că procesele de comprimare și destindere sunt izentropice, iar schimburile de căldură cu sursele de căldură au loc la diferente infinit mici ΔT de temperatură.

în cazul funcționării instalațiilor frigorifice, între sursele de căldură și agentul frigorific, se stabilesc diferențe finite de temperatură care se intercondiționează și care, așa cura se va demonstra, pot fi determinate pentru o funcționare optimă a instalației.

Am considerat funcționarea optimă cazul de funcționare în care se menține temperatura camerei frigorifice constanta (T_f = const), la o putere frigorifică constantă $\dot{Q}_o$ = const., cu un consum minim de putere. P_{min} sau o putere de condensare minimă $\dot{Q}_{c\,min}$ când se mențin constanți coeficienții de transfer de căldură în condensator (K_c = const.) și în vaporizator (K_o=const.).

6.2. Termodinamica în timp finit a ciclurilor inversate

Instalațiile frigorifice cu comprimare mecanică de vapori funcționează pe baza cilcului de referință Carnot inversat. După cum este cunoscut, ridicarea potențialului căldurii, adică a nivelului de temperatură al acesteia de la temperatura spațiului frigorific 7} până la cea a mediului ambiant T_a nu poate avea loc conform principiului al doilea al termodinamicii, în mod natural, de la sine, ci numai cu consum de energie din exterior, în particular, lucru mecanic.

Ciclul Carnot inversat, ciclu de referință pentru instalațiie frigorifice cu vapori, în accepțiune clasici este reversibil atât pe plan intern cât și extern. Aceasta înseamnă că procesele de comprimare și destindere sunt izentropice, iar schimburile de căldură cu sursele de căldură au loc izotermic la diferențe infinit mici dT de temperatură.

Funcționarea reală a instalațiilor frigorifice antă existența unor diferențe finite de temperatură în procesele de transfer termic între agentul frigorific (amoniac, freoni) și sursele de căldură.

în acest capitol se va prezenta o metodologie de studiu a ciclului Carnot inversat, de referință, ținând cont de diferențele finite de temperatură între agentul frigorific și sursele de căldură.

în figura 6.1 este reprezentat ciclul Carnot inversat parcurs de agentul frigorific în domeniul vaporilor umezi.

Notații:

T_o - temperatura de vaporizare a agentului frigorific;

T_f - temperatura spațiului frigorific:

T_a - temperatura apei de răcire a condensatorului;

'(temperatura aerului de răcire a condensatorului)

$\dot{Q}_o$ [kW] - fluxul termic în vaporizator:

$\dot{Q}_c$ [kW] - fluxul termic în condensator,

P [kW]-puterea necesară pentru comprimarea agentului frigorific de la presiunea p_o până la p_c;

1-2-3-4- vârfurile ciclului Carnot inversat;

ΔT_c - diferența finită de temperatură în condesator:

ΔT_o - diferența finită de temperatură în vaporizator:

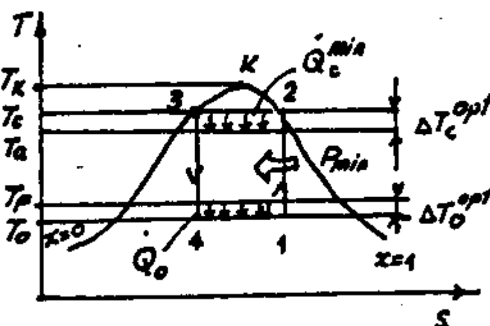


Fig. 6.1 Ciclul Carnot inversat.

6.2.1 Cazul instalațiilor frigorifice.

Vom utiliza următoarele relații:

Relația bilanțului energetic:

$$P = \dot{Q}_c - \dot{Q}_o \quad [kW] \tag{6.1}$$

Fluxul termic în condensator:

$$\dot{Q}_c = K_c \cdot A_c \cdot \Delta T_c \quad [kW] \tag{6.2}$$

unde:

$K_c\left[\frac{kW}{m^2 \cdot K}\right]$ - coeficientul global de schimb de căldură în condensator:

A_c $[m^2]$ - suprafața condensatorului.

Fluxul termic în vaporizator:

$$\dot{Q}_o = K_o \cdot A_o \cdot \Delta T_o \quad [kW] \tag{6.3}$$

unde:

$K_o\left[\frac{kW}{m^2 \cdot K}\right]$ - coeficientul global de schimb de căldură în vaporizator;

A_o $[m^2]$ - suprafața vaporizatorului.

Bilanțul fluxurilor de entropie:

$$\frac{\dot{Q}_c}{T_c} = \frac{\dot{Q}_o}{T_o} \quad \left[\frac{kW}{K}\right] \tag{6.4}$$

Suprafața totală de transfer termic:

$$A = A_o + A_c \quad [m^2] \tag{6.5}$$

Eficiența frigorifică:

$$\varepsilon_F = \frac{\dot{Q}_o}{P} \quad [-] \tag{6.6}$$

Temperatura de vaporizare:

$$T_o = T_f - \Delta T_o \quad [K] \tag{6.7}$$

Temperatura de condensare:

$$T_c = T_a + \Delta T_c \quad [K] \tag{6.8}$$

Ipoteze

a) Puterea frigorifică a instalației se menține constantă:

$$\dot{Q}_o = \text{const.}$$

b) Suprafața totală de transfer se consideră constantă:

$$A = A_c + A_o$$

deși A_o și A_c sunt variabile.

c) Coeficienții globali de transfer de căldură K_c și K_o se consideră constanți;

d) Temperatura spațiului frigorific T_F se menține constantă

Mărimi variabile

Relația (6.5) se poate scrie sub forma:

$$1 = \frac{A_0}{A} + \frac{A_c}{A}$$

sau

$$\frac{A_c}{A} = 1 - \bar{A}_o \tag{6.9}$$

unde:

$\bar{A}_o = \frac{A_o}{A}$ este un parametru variabil, reprezentând ponderea suprafeței vaporizatorului în suprafața totală.

Se introduc variabilele:

$$x = \frac{\Delta T_c}{T_a} \quad ; \quad y = \frac{\Delta T_o}{T_f}$$

Stabilirea condițiilor de minimizare a puterii P livrată instalației presupune alegerea unei variabile principale care poate fi în egală măsură „r, y, $\overline{A}_o$.

Dacă se ține seama de importanța vaporizatorului în care se realizează puterea frigorifică $\dot{Q}_o$ = const., se alege variabila principală y deci (ΔT_o).

în acest sens, relația (6.1) se împarte la produsul $K_o \cdot A \cdot T_f$:

$$\frac{P}{K_o \cdot A \cdot T_f} = \frac{\dot{Q}_c}{K_o \cdot A \cdot T_f} - \frac{\dot{Q}_o}{K_o \cdot A \cdot T_f} \tag{6.10}$$

și ținând cont de relațiile (6.2) și (6.3). se obține:

$$\overline{P} = \frac{1}{\overline{K}} \cdot \frac{A_c}{A} \cdot \frac{\Delta T_c}{T_f} - \frac{A_o}{A} \cdot \frac{\Delta T_o}{T_f}$$

sau

$$\overline{P} = \frac{1}{\overline{K}}\left(1 - \overline{A}_o\right) \cdot x \cdot \theta - \overline{A}_o \cdot y \tag{6.11}$$

unde: $\theta = \frac{T_a}{T}$

Din relația (6.4) se obține:

$$\frac{K_c \cdot A_c \cdot \Delta T_c}{T_a\left(1 + \frac{\Delta T_c}{T_a}\right)} = \frac{K_o \cdot A_o \cdot \Delta T_o}{T_f\left(1 - \frac{\Delta T_o}{T_f}\right)}$$

sau

$$\frac{x}{1+x} = \overline{K} \cdot \frac{\overline{A}_o}{1 - \overline{A}_o} \; \frac{y}{1-y} \tag{6.12}$$

Și

$$x = \frac{\overline{K} \cdot \overline{A}_o \cdot y}{\left(1 - \overline{A}_o\right)\left(1 - y\right) - \overline{K} \cdot \overline{A}_o \cdot y} \tag{6.13}$$

Relația (6.11) devine:

$$\overline{P} = \theta \cdot \overline{Q}_o \frac{y - \overline{Q}_o}{\left(y - \overline{Q}_o\right)\left(1 - y\right) - \overline{K} \cdot \overline{Q}_o \cdot y} - \overline{Q}_o \tag{6.14}$$

unde: $\overline{P} = \frac{P}{K_o \cdot A \cdot T_f}$ și $\overline{Q}_o = \frac{\dot{Q}_o}{K_o \cdot A \cdot T_f}$

Pentru a determina valoarea variabilei y pentru care funcția $\overline{P}(y)$ devine minimă, punem condiția:

$$\frac{\partial \overline{P}}{\partial y} = 0 \tag{6.15}$$

Această condiție folosită în relația (6.14), conduce la:

$$y - \overline{Q}_o = \pm \overline{Q}_o \sqrt{\overline{K}} \tag{6.16}$$

deci:

$$y=\overline{Q}_o\left(1\pm\sqrt{\overline{K}}\right) \qquad (6.17)$$

$\overline{K}>0$; $0<\overline{K}<1000$, iar valori practice

$0.01\leq\overline{K}\leq100$

$\overline{Q}_o>0$ și $y>0$, conduce la

$$y_{opt}=\overline{Q}_o\left(1+\sqrt{\overline{K}}\right) \qquad (6.18)$$

Rezulta:

$$\left(\frac{\Delta T_o}{T_f}\right)_{opt}=\overline{Q}_o\left(1+\sqrt{\overline{K}}\right) \qquad (6.19)$$

Valoarea optimă fiind:

$$\Delta T_{o_{opt}}=T_f\cdot\overline{Q}_o\cdot\left(1+\sqrt{\overline{K}}\right) \qquad (6.20)$$

sau

$$\Delta T_{o_{opt}}=T_f\cdot\frac{\dot{Q}_o}{K_o\cdot A\cdot T_f}\cdot\left(1+\sqrt{\overline{K}}\right)$$

ceea ce conduce la

$$\Delta T_{o_{opt}}=\frac{\dot{Q}_o}{K_o\cdot A}\cdot\left(1+\sqrt{\overline{K}}\right) \qquad (6.21)$$

Valoarea optimă a **variației** x se obține introducând relația **(6.18)** în relația **(6.13)**, **considerând** $\overline{Q}_0=y\cdot A_o=$ const.

$$x_{opt}=\frac{\sqrt{\overline{K}}\,y_{opt}}{1-\left(1+\sqrt{\overline{K}}\right)\cdot y_{opt}} \qquad (6.22)$$

deci:

$$x_{opt}=\frac{\sqrt{\overline{K}}\cdot\overline{Q}_o\cdot\left(1+\sqrt{\overline{K}}\right)}{1-\overline{Q}_o\cdot\left(1+\sqrt{\overline{K}}\right)^2} \qquad (6.23)$$

iar:

$$\Delta T_{c_{opt}}=\theta\cdot T_f\cdot\frac{\sqrt{\overline{K}}\cdot\overline{Q}_o\cdot\left(1+\sqrt{\overline{K}}\right)}{1-\overline{Q}_o\cdot\left(1+\sqrt{\overline{K}}\right)^2} \qquad (6.24)$$

Pentru recalcularea puterii folosim relațiile **(6.14)** și **(6.15)**:

$$\overline{P}_{min}=\frac{\theta\cdot\overline{Q}_o}{1-\left(1+\sqrt{\overline{K}}\right)^2\cdot\overline{Q}_o}-\overline{Q}_o$$

sau:

$$\overline{P}_{min} = \overline{Q}_o \left[\frac{\theta}{1 - \overline{Q}_o \cdot \left(1 + \sqrt{\overline{K}}\right)^2} - 1 \right] \tag{6.25}$$

Eficiența frigorifică se determină ținând seama de relațiile (6.6) și (6.25):

$$\varepsilon_f = \overline{Q}_o \left[\frac{\theta}{1 - \overline{Q}_o \cdot \left(1 + \sqrt{\overline{K}}\right)^2} - 1 \right]^{(-1)} \tag{6.26}$$

Generarea de entropic

în condiții optime generarea entropiei datorată ireversibilității externe este:
Entropia generată în condensator se determină cu relația:

$$\dot{S}_{(\Delta T_c)_{opt}} = \frac{\dot{Q}_c}{T_a} - \frac{\dot{Q}_c}{T_c}$$

$$\dot{S}_{(\Delta T_c)_{opt}} = \dot{Q}_c \cdot \frac{\Delta T_c}{T_a \cdot T_c} > 0 \tag{6.27}$$

$$\dot{S}_{(\Delta T_c)_{opt}} = K_c \cdot A_c \cdot \Delta T_c^2 \cdot \frac{1}{T_a \cdot T_c}$$

care devine:

$$\dot{S}_{(\Delta T_c)_{opt}} = K_c \cdot A \cdot \left(1 - \overline{A}_o\right) \cdot \frac{x_{opt}^2}{1 + x_{opt}} \tag{6.28}$$

Pentru vaporizator, entropia generală se determină cu relația:

$$\dot{S}_{(\Delta T_o)_{opt}} = \frac{\dot{Q}_o}{T_o} - \frac{\dot{Q}_o}{T_f}$$

$$\dot{S}_{(\Delta T_o)_{opt}} = \dot{Q}_o \cdot \frac{\Delta T_o}{T_f \cdot T_o} \tag{6.29}$$

care devine:

$$\dot{S}_{(\Delta T_o)_{opt}} = K_o \cdot A_o \cdot \Delta T_o^2 \cdot \frac{1}{T_f \cdot T_o}$$

sau:

$$\dot{S}_{(\Delta T_o)_{opt}} = K_o \cdot \overline{A}_o \cdot A \cdot \frac{y_{opt}^2}{1 - y_{opt}} \tag{6.30}$$

Determinăm fluxul entropie total:

$$\dot{S}_{\Delta T}=\dot{S}_{(\Delta T_c)_{opt}}-\dot{S}_{(\Delta T_o)_{opt}} \tag{6.31}$$

$$\dot{S}_{\Delta T}=K_c\cdot A\cdot\left(1-\overline{A}_o\right)\cdot\frac{x_{opt}^2}{1+x_{opt}}+K_o\cdot A\cdot\overline{A}_o\cdot\frac{y_{opt}^2}{1-y_{opt}} \tag{6.32}$$

sau:

$$\overline{S}_{ir_{\Delta T}}=\frac{1}{\overline{K}}\cdot\left(1-\overline{A}_o\right)\cdot\frac{x_{opt}^2}{1+x_{opt}}+\frac{y_{opt}^2}{1-y_{opt}} \tag{6.33}$$

unde:

$$\overline{S}_{ir_{\Delta T}}=\frac{\dot{S}_{ir_{\Delta T}}}{A\cdot K_o}$$

Din relația (6.18), rezultă:

$$\overline{A}_{o_{opt}}=\frac{\overline{Q}_o}{y_{opt}}$$

sau

$$\overline{A}_{o_{opt}}=\left(1+\sqrt{\overline{K}}\right)^{-1} \tag{6.34}$$

și

$$1-\overline{A}_{o_{opt}}=\frac{\sqrt{\overline{K}}}{1+\sqrt{\overline{K}}} \tag{6.35}$$

Introducând relațiile (6.34) și (6.35) în relația (6.33), se obține:

$$\overline{S}_{ir_{\Delta T}}=\frac{1}{\sqrt{\overline{K}}\cdot\left(1+\sqrt{\overline{K}}\right)}\cdot\frac{x_{opt}^2}{1+x_{opt}}+\frac{1}{1+\sqrt{\overline{K}}}\cdot\frac{y_{opt}^2}{1-y_{opt}} \tag{6.36}$$

Deoarece:

$$x_{opt}=\frac{\sqrt{\overline{K}}\cdot\overline{Q}_o\cdot\left(1+\sqrt{\overline{K}}\right)}{1-\overline{Q}_o\cdot\left(1+\sqrt{\overline{K}}\right)^2}\ ; \qquad y_{opt}=\overline{Q}_o\cdot\left(1+\sqrt{\overline{K}}\right)$$

rezultă:

$$\overline{S}_{ir_{\Delta T}}=\frac{1}{\sqrt{\overline{K}}\cdot\left(1+\sqrt{\overline{K}}\right)}\cdot\left[\frac{\sqrt{\overline{K}}\cdot\overline{Q}_o\cdot\left(1+\sqrt{\overline{K}}\right)}{1-\overline{Q}_o\cdot\left(1+\sqrt{\overline{K}}\right)^2}\right]^2\cdot\left[1+\frac{\sqrt{\overline{K}}\cdot\overline{Q}_o\cdot\left(1+\sqrt{\overline{K}}\right)}{1-\overline{Q}_o\cdot\left(1+\sqrt{\overline{K}}\right)^2}\right]^{(-1)}+$$

$$+\frac{1}{1+\sqrt{\overline{K}}}\cdot\left[\overline{Q}_o\cdot\left(1+\sqrt{\overline{K}}\right)\right]^2\cdot\left[1-\overline{Q}_o\cdot\left(1+\sqrt{\overline{K}}\right)\right]^{(-1)} \tag{6.37}$$

6.3. **Agenți** frigorifici

6.3.1 Agenții frigorifici și presiuni de calcul (**conf. RNR**)

Agenții frigorifici se împart în **următoarele** grupe:

I - agenți frigorifici neinflamabili:

II - agenți frigorifici toxici și inflamabili cu limita inferioară de aprindere începând de la 3,5% sau mai mult, volume de agent frigorific în aer:

III - agenți frigorifici explozibili sau inflamabili cu o limită inferioară de aprindere sub **3.5%** volume de agent frigorific în aer:

Agenții frigorifici din grupa a **III-a** sunt admiși de RNR numai pentru instalațiile frigorifice ale navelor ce **transportă** gaze lichefiate în **vrac**, la care însăși încărcătura servește drept agent frigorific.

La calculul de rezistență al elementelor care lucrează sub presiunea agentului frigorific, se va lua ca presiune de calcul o valoare cel puțin egală cu presiunea vaporilor saturați de agent frigorific la temperatura de 50° C, conform celor arătate în tabelul **6.1.**

Tabelul 6.1 Agenți **frigorifici** si **presiuni de** calcul conform **R.N.R.**

Grupa **agentului** frigorific	Simbol	Formula **chimică**	**Presiunea** de **calcul** **[MN/m²]**	**Observații**
I	R **12**	CF_2Cl_2	U	
	R 22	CHF_2Cl	2,0	
	R 502*	$CHF_2Cl + C_2F_5Cl$	2,0	
	R 134	$C_2H_2F_4$		**Înlocuiește** R11 și R12 din **1996**
	R 134 a	$C_2H_2F_4$		**Înlocuiește R12 din** 1994
II	R717	NH_3 **(amoniac)**	2,0	
III	R 290	C_3H_8 **(propan)**	1,6	
	R 1270	C_3H_6 **(propilen)**	2,0	

* R- 502 (**amestec** ozeotrop) R22+ R **115**

6.3.2 Agenții frigorifici acceptați ecologic

Tabelul 6.2 **Agenți frigorifici acceptați ecologic**

Agent frigorific	**Denumirea chimică**	Formula	CAN	NOP
	Seria metanului			
R 22	Clor **diflormetan**	$CHClF_2$	**75-45-6**	141

Tabelul 6.2. (continuare)

R23	Triflormetan	CHF_3	75-46-7	86
R 32	Diflormetan	CH_2F_2	75-10-5	21
	Seria etanului			
R 123		$C_2HCl_2F_3$	306-83-2	5
R 123 a		$C_2HCl F_3$	354-23-4	3
R 124		C_2HClF_4	2837-89-0	8
R 125		C_2HF_5	354-33-6	2
R 134		$C_2H_2F_4$	359-35-3	1
R134a		$C_2H_2F_4$	811-97-2	16
R 141 b		$C_2H_3C_2$ F	1717-00-6	2
R 142 b		$C_2H_3ClF_2$	45-68-3	30
R 143 a		$C_2H_3F_3$	420-46-2	11
R 152 a		$C_2H_4F_2$	75-37-6	40

CAN - CHEMICAL ABSTRACTS REGISTER NUMBER
NOP - NUMBER OF PUBLICATIONS ON THERMOPHISICAL PROPERTIES

6.3.3. Fluide frigorifice a căror producţie este interzisă după 31.12.1994.

R12 CCl_2F_2 Diclordifluormetan
R502(amestec azeotrop între R22 şi R115) C_2ClF_5 Pentafluormonocloretan
R13 $CClF_3$ Monoclortrifluormetan
R11 CCl_3F Triclormonofluormetan
R114 $C_2Cl_2F_4$ Tetrafluordicloretan

6.3.4. Fluide frigorifice a căror producţie încetează în 2014

R22 $CHClF_2$ Monoclordifluormetan
R123 $CHCl_2$-CF_3 Diclortrifluoretan
R124 $CHClF$-CF_3 Monoclortetrafluoretan
R141 b CH_3CCl_2F Diclorfluoretan
R142 b CH_3CClF_2 Clordifloretan

6.3.5. Fluide frigorifice înlocuitoare

R408 A(FX10) amestec dintre R125, R143A, R22 înlocuieşte R502
R409A (FX56) amestec dintre R142 b, R124, R22 înlocuieşte R12
(FX57) amestec dintre R142 b, R124, R22 înlocuieşte R500
R401A(MP39) amestec dintre R124, R152A, R22 înlocuieşte R12
R401B(MP66) amestec dintre R124, R152A. R22 înlocuieşte R500
R402 (HP80) amestec de propan, R125, R22 înlocuieşte R502

6.4. Particularităţi de utilizare a agenţilor frigorifici

R 12 folosit pentru prima dată în 1930, este în prezent cel mai utilizat agent de lucru în instalaţiile frigorifice. Este uşor de procurat, fiind utilizat la scară mondială, în condiţii de puritate chimică, parametrii de îmbuteliere şi moduri de transportare unanim acceptate.

Se foloseşte, în special, în instalaţiile cu compresoare volumice. Faţă de R 22, R 12 necesită în aceleşi condiţii de putere termică şi temperaturi un volum al cursei pistonului compresorului cu circa 60% mai mare.

R 12 prezintă inerţie chimică deosebită faţă de uleiurile de ungere şi faţă de garniturile de etanşare. în stare umedă este puţin agresiv; totuşi, înaintea umplerii cu agent, instalaţiile trebuie să fie bine uscate, fiindcă, datorită capacităţii reduse de captare a apei de către agent, există pericolul ca surplusul de apă să îngheţe în ventilul de reglare.

Un dezavantaj important îl constituie nivelul ridicat al pierderilor de presiune care intervin în curgerea R 12 lichid sau sub formă de vapori, datorită densităţii de circa 5 - 6 ori mai mare decât pentru amoniac, dacă ne referim la vapori.

Ca urmare, pentru vaporii de R 12 se admit viteze de 2 - 2,5 ori mai mici decât pentru amoniac, atât în conductele de legătură dintre părţile componente ale instalaţiei cât şi în canalele din supape. Conductele din instalaţiile cu R 12 au ca urmare, secţiuni de 4 - 5 ori mai mari decât cele ale instalaţiilor care funcţionează cu amoniac.

R 12 prezintă o solubilitate excesivă în uleiuri de ungere, care conduce la micşorarea vâscozităţii acesteia, în special la presiuni înalte şi temperaturi joase.

R 12 prezintă o capacitate mare de trecere prin neetanşietăţi şi chiar prin porii metalelor, necesitând, deci, etanşeri deosebit de îngrijite şi o calitate superioară de prelucrare a organelor de maşină componente.

Se transportă şi se păstrează în stare lichidă, la 6 - 8 bar, în butelii de oţel vopsite în culoare argintie.

R 22 prezintă ca principal avantaj sarcina termică specifică mare, superioară valorilor corespunzătoare celorlalţi freoni şi apropiată de cea a amoniacului.

R 22 prezintă o capacitate mare de captare a apei şi anume de 750 mg·kg la 0°C şi 1000 rag-kg la 20°C pentru starea lichidă. Se impun, deci, măsuri severe de evitare a unui conţinut ridicat de apă în argint. Ca substanţă de uscare se foloseşte sulfatul de calciu, implantat pe traseul conductelor de lichid.

Prezenţa unui atom de hidrogen în formula chimică a freonului (CHClF) determină agresivitatea acestuia faţă de materialele de natură organică folosite în instalaţie: ulei de ungere, materiale de etanşare, izolaţia bobinajului motorului electric de antrenare. De asemenea, în amestecul agent de lucru - ulei de ungere intervin deseori lacune de miscibilitate, dăunătoare atât pentru ungerea compresorului, cât şi pentru transferul de căldură în vaporizator şi condensator.

R 502 este amestecul azeotrop dintre freonul R 22 (în proporţie masică de 48,8%) şi freonul R 115 (în proporţie masică de 51,2%).

După cum se ştie, temperatura de vaporizare a unui amestec azeotrop la o anumită presiune este superioară temperaturii de vaporizare a componentului mai puţin volatil sau inferioară celei a componentului mai volatil. Un astfel de amestec păstrează în stare de vapori aceeaşi compoziţie ca şi în stare lichidă; prin vaporizare Ia presiune constantă, amestecul azeotrop îşi păstrează o temperatură constantă, ca în cazul vaporizării unui agent pur. Compoziţia amestecului azeotrop se poate totuşi schimba atunci când presiunea de vaporizare şi temperatura de vaporizare variază.

R 502 se caracterizează printr-o sarcină termică volumetrică practic egală cu cea a R 22, deci foarte mare. Temperatura sa normală de saturaţie este de -45,6° C.

Deosebit de avantajoase sunt **temperaturile coborâte** de lucru (ale uleiului de ungere, vaporilor comprimați, părților componente ale compresorului **etc.)**, care influențează favorabil stabilitatea uleiului, **etanșărilor**, izolațiilor, precum și durabilitatea și fiabilitatea instalației. Se constată că puterea termică **specifică**, în cazul utilizării **freonului** R 502, este mult mai **mare** decât freonul R 12 în special la temperaturi de **vaporizare** scăzute.

Utilizarea acestui freon permite micșorarea consumului de energie **cca** 10 - 15 % în raport cu R 12, consecință a reducerii raportului de creștere a presiunii. Se recomandă ca ciclurile R 502 să fie cu regenerare: datorită temperaturilor de refulare relativ reduse nu se impun condiții restrictive în ceea ce privește gradul de supraîncălzire a vaporilor aspirați **în** compresor. Ca urmare, freonul R 502 poate fi utilizat la nivelul unor temperaturi de condensare t = + 40° C.

Amoniacul, NH, R 717

(R 717) este utilizat pe scară largă în **instalațiile** frigorifice cu **comprimare** de vapori cu o treaptă și, respectiv cu **două** trepte, precum și în cele cu absorbție pentru **temeperaturi** de vaporizare t > - 75° C; temperatura normală de vaporizare a amoniacului este t = - 33,35° C. Printre avantajele amoniacului se numără volumul specific mic la temeperaturile de vaporizare uzuale, ușurința determinării scăpărilor de amoniac datorită mirosului, **solubilitatea** în ulei **redusă**, nu exercită acțiuni corosive asupra **oțelului** dar în **prezența** apei atacă zincul, cuprul, bronzul și alte aliaje pe bază de cupru cu excepția bronzului **fosforos.** Dintre dezavantaje se **menționează** faptul că este toxic, exploziv și inflamabil la **concentrații** de 16,5 ... 26,8 % amoniac în aer. La temperatura de 260 ° C amoniacul se descompune în azot și hidrogen.

Propan, CH, R 290

Al treilea termen din seria hidrocarburilor **parafinice** este un gaz inflamabil care se găsește în cantități mai mari în gazele de **sondă**, și care este întrebuințat ca materie **chimică** în industria chimică, la rafinarea uleiurilor minerale și amestecat cu butanul, drept combustibil menajer care se livrează **consumatorilor** sub formă de gaze lichefiate.

Propilena = Propenă = Propilen - CH_3 - CH = CH_2

Hidrocarbură **gazoasă**, nesaturată din clasa **alefinelor**, care se găsește în gazele de la cracarea țițeiului și care este întrebuințată ca materie primă pentru **obținerea** alcoolului **izopropilic**, a **glicerinei** sintetice etc.

6.5. Proprietățile termodinamice ale agenților frigorifici

6.5.1 Proprietățile termodinamice ale amoniacului R 717

Ecuația de stare pentru amoniac se prezintă sub forma:

$$v = \frac{RT}{p} - \frac{0.3185}{\left[\frac{T}{100}\right]^{2.6975}} \tag{6.38}$$

Valorile presiunii **agentului** pe curba limită a vaporilor saturați uscați se determină cu relația:

$$\lg p_S = 8.5904394 - \frac{1648.6088}{t} - 1.638646 \cdot 10^{-1} \cdot T +$$

$$+0.2403267 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 0.01168708 \cdot 10^{-6} \cdot T^3 \left[MN/m^2\right] \tag{6.39}$$

Relația se aplică în domeniul de temperatură T = 193 ÷ 343 [K]. Valorile numerice, pentru domeniul T = 250 ÷ 321 [K], sunt prezentate în tabelul 6.3.

Tabelul 6.3. **Presiunea, volumul specific și entalpia amoniacului**

t °C	P x10^{-5} Pa	v' x10^3 m^3/kg	v'' x10^3 m^3/kg	h' kj/kg	h'' kj/kg	r kj/kg
-75	0.07513	1,36797	12820	-209.417	1264.541	1473.958
-70	0.10938	1.37861	9015.8	-189,119	1274.273	1463.392
-60	0.21859	1,40076	4715.8	-147.938	1293.094	1441.032
-50	0.40762	1.42417	2633,4	-105.728	1310.943	1416.671
-40	0,71591	1,44898	1555.1	-62.325	1327.648	1389,973
-30	1.1936	1.47534	963,49	-17,770	1343,023	1360,793
-20	1.9015	1,50347	622,14	27,891	1356.861	1328.970
-10	2,9106	1,53358	416.32	74.484	1368.962	1294.478
0	4.3017	1,56596	287.31	121.761	1379.140	1257,379
10	6.1635	1.60097	203.65	169,431	1387.227	1217.796
20	8.5922	1.6392	147,72	217.196	1393.078	1175.882
30	11.690	1,68068	109.30	264,687	1396,562	1131.775
40	15.567	1,72665	82,266	312,008	1397.554	1085,546
50	20.338	1,77788	62,809	358.787	1395.918	1037.131

Entropia amoniacului în domeniul vaporilor supraîncărcați, inclusiv pe curba limită a vaporilor saturați uscați se determină cu relația:

$$h'' = 1379.1737 + 2.056673(T - 273,15) + 0,075097 \cdot 10^{-2}(T - 273,15)^2 +$$

$$+0.53081 \cdot 10^{-6} \cdot (T - 273.15)^3 - \frac{1.1776538 \cdot p}{\left(\frac{T}{100}\right)^{2,6975}} \quad \left[\frac{KJ}{Kg}\right] \qquad (6.40)$$

unde $p\left[{MN}/{m^2}\right]$

Entropia amoniacului în domeniul vaporilor supraîncălziți, inclusiv pe curba limită a vaporilor saturați uscați se determină cu relația:

$$S'' = 3.1664 + 0.4891 \cdot \ln\frac{0.43017}{p} - 0.589154 \cdot \frac{p}{T \cdot \left(\frac{T}{100}\right)^{2,6975}} +$$

$$+1.76523 \cdot \ln\frac{T}{273.15} + 0.1066972 \cdot 10^{-2} \cdot (T - 273.15) +$$

$$+0.796215 \cdot 10^{-6} \cdot (T - 273.15)^2 \quad \left[\frac{KJ}{Kg \cdot K}\right] \qquad (6.41)$$

unde $p\left[{MN}/{m^2}\right]$

Tabelul 6.4. **Presiunea volumul specific și entropia amoniacului**

t °C	P x10⁵ Pa	v' x10³ m³/kg	v" x10³ m³/kg	s' kj/kg	s" kj/kg	r kj/kg
-75	0,07513	1,36797	12820	-2,84516	4.59344	1473.958
-70	0.10938	1.37861	9015.8	-2,74401	4.45949	1463.392
-60	0.21859	1,40076	4715.8	-2,54622	4.21443	1441.032
-50	0.40762	1.42417	2633,4	-2,35283	3.99658	1416.671
-40	0.71591	1,44898	1555.1	-2,16277	3.79894	1389.973
-30	1,1936	1,47534	963,49	-1,97597	3.62055	1360.793
-20	1.9015	1,50347	622,14	-1,79237	3,45736	1328.970
-10	2,9106	1.53358	416,32	-1.61247	3,30670	1294.478
0	4.3017	1,56596	287,31	-1.43695	3.16631	1257.379
10	6.1635	1,60097	203.65	-1,26661	3.03428	1217.796
20	8.5922	1.6392	147.72	-1.10219	2,909	1175.882
30	11.690	1,68068	109,30	-0,94428	2.78910	1131.775
40	15,567	1.72665	82,266	-0.79316	2,67337	1085.546
50	20.338	1.77788	62,809	-0.64874	2.5607	1037.131

Valorile numerice sunt prezentate în tabelul 6.4. pentru T = 250 ÷ 344 [K]

Entropia amoniacului pe curba limită a lichidului saturat se determină cu **relația:**

$$h' = 510,044 - 3,135(T - 273,15) - 2,8458 \cdot 10^{-4} \cdot (T - 273,15)^2 - -33,6684[133 - (T - 273,15)]^{\frac{1}{2}} \quad \left[\frac{KJ}{Kg}\right] \qquad (6.42)$$

Entropia amoniacului pe curba limită a lichidului saturat se **determină** cu relația:

$$S' = 4,1258 \cdot \ln\frac{T}{273,15} - 5,6916 \cdot 10^{-4} \cdot (T - 273,15) - 1,43695 \quad \left[\frac{KJ}{Kg \cdot K}\right] \qquad (6.43)$$

6.5.2 Proprietățile termodinamice ale freonului R 12

Pentru stabilirea proprietăților termodinamice **în domeniul** vaporilor **supraîncălziți** inclusiv pe curba limită de vapori saturați uscați se consideră ecuația termică de stare pentru R 12.

$$v = \frac{RT}{p} - \frac{0,015589}{\left[\frac{T}{100}\right]^{1,28134}} \qquad (6.44)$$

$$R = \frac{R_M}{M} = \frac{8,315}{120,92}; \qquad R = 0,068764 \left[\frac{KJ}{Kg \cdot K}\right]; \quad p\left[\frac{KN}{m^2}\right] \Rightarrow v\left[m^3/Kg\right]$$

Pentru curba limită a vaporilor saturați uscați, presiunea se determină funcție de temperatura conform relației:

$$\lg p_S = 41,13487 - \frac{2113,128231}{T} - 15,011285 \cdot \lg T + +0,9908 \cdot 10^{-2} \cdot T \qquad \left[\frac{MN}{m^2}\right] \qquad (6.45)$$

pentru **domeniul** de temperatură T = 203 ÷ 385 [K].
In tabelul 6.5 sunt prezentate valorile obținute pentru domeniul de temperatură 250 ÷ 321 [K].
Entalpia agentului în domeniul vaporilor supraîncălziți se determină cu relația:

$$h'' = 1000.833 + 0.546979\cdot(T-273.15) + 0{,}054195\cdot10^{-2}(T-273.15)^2 -$$

$$-0{,}4092\cdot10^{-6}\cdot(T-273{,}15)^3 - \frac{0{,}035564\cdot p}{\left(\frac{T}{100}\right)^{1.28134}} \quad \left[\frac{H}{Kg}\right] \qquad (6.46)$$

$$p\left[{MN}/{m^2}\right]$$

Tabelul 6.5. Presiunea **,volumul** specific și **entalpia** f **reonului** R12

t °C	P x10⁻⁵ Pa	v' x10³ m³/kg	v'' x10³ m³/kg	h' kj/kg	h'' kj/kg	r kj/kg
-75	0.08780	0,6198	1,540	333,21	517,20	183.98
-70	0.1226	0.6248	1,129	337.41	519,52	182.10
- 60	0,2262	0,6355	0,6386	345,9	524,19	178,29
- 50	0.3919	0,6468	0,3834	354,55	528,9	174,35
- 40	0,6430	0,6588	0.2421	363.34	533,6	170,26
- 30	1.006	0,6717	0,1595	372.29	538,3	166.00
- 20	1.513	0.6854	0,1091	381,38	542,96	161,58
- 10	2,196	0,7003	0,07689	390,63	547,55	156,92
0	3.091	0,7164	0,05566	400,00	552,06	152,06
10	4.235	0,734	0,04119	409,54	556.45	146,92
20	5,669	0.7533	0,03105	419,22	560,69	141,46
30	7,435	0.7748	0,02376	429.08	564,72	135.64
40	9.577	0.7989	0,01840	439,16	568,48	129.32
50	12.14	0,8264	0,01437	449,49	571,89	122,40

Entropia agentului frigorific în domeniul vaporilor supraîncălziți se determină cu relația:

$$S = 1.126433 + 0.068764\cdot\ln\frac{0.3089}{p} - 19.9748\cdot\frac{p}{T\cdot\left(\frac{T}{100}\right)^{1.28134}} +$$

$$+0.1593195\cdot\ln\frac{T}{273.15} + 0.2089854\cdot10^{-2}\cdot(T-273.15) +$$

$$+0.613799\cdot10^{-6}\cdot(T-273.15)^2 \quad \left[\frac{KJ}{Kg\cdot K}\right] \qquad (6.47)$$

unde $p\left[{MN}/{m^2}\right]$

Entropia agentului frigorific pe curba **limită** a lichidului saturat se determină cu relația:

$$h' = 848.289 + 0.9341\cdot(T-273{,}15) + 0{,}7324\cdot10^{-3}\cdot(T-273.15)^2 \quad \left[\frac{KJ}{Kg}\right] \qquad (6.48)$$

Entropia agentului frigorific pe curba limită a lichidului saturat se determină cu relația:

$$S' = 0{,}5618 + 0{,}534 \cdot \ln\frac{T}{273{,}15} + 1{,}4648 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 273{,}15) \quad \left[\frac{KJ}{Kg \cdot K}\right] \tag{6.49}$$

Tabelul 6.6. **Presiunea volumul specific și entropia freonului R12**

t °C	P x 10^{-5} Pa	v x 10^3 m³/kg	v" x 10^3 m³/kg	s' kj/kg	s" kj/kg	r kj/kg
-75	0.08780	0,6198	1.540	3.7159	4.6444	183.98
-70	0,1226	0,6248	1.129	3.7368	4,6332	182.10
-60	0,2262	0,6355	0,6386	3,7776	4,6140	178,29
- 50	0.3919	0,6468	0,3834	3,8172	4,5985	174,35
- 40	0.6430	0.6588	0,2421	3,8557	4,5859	170,26
- 30	1.006	0,6717	0,1595	3,8932	4,5759	166,00
- 20	1,513	0.6854	0,1091	3,9296	4.5679	161.58
- 10	2,196	0.7003	0,07689	3,9653	4,5616	156,92
0	3.091	0.7164	0,05566	4.00	4.5567	152.06
10	4.235	0.734	0,04119	4,0340	4.5528	146,92
20	5,669	0,7533	0,03105	4.0672	4,5498	141,46
30	7.435	0.7748	0,02376	4,0998	4,5473	135.64
40	9.577	0,7989	0,01840	4.1320	4,5450	129.32
50	12,14	0.8264	0,01437	4,1638	4,5426	122.40

Pentru T = 250 ÷ 321 [K] sunt prezentate valorile numerice în tabelul 6.6.

6.5.3 Proprietățile termodinamice ale freonului R 22

Relația de legătură între p și T în domeniul bifazic poate fi de forma:

$$\ln\frac{p}{49{,}86} = \alpha_k \cdot \ln\frac{T}{369{,}28} - 0{,}0838 \cdot (\alpha_k - 3{,}75) \cdot$$

$$\left[36 \cdot \left(\frac{T}{369.28}\right)^{-1} - 35 - \left(\frac{T}{369{,}28}\right)^{6} + 42 \cdot \ln\frac{T}{369.28}\right] \tag{6.50}$$

Valorile presiunii p funcție de $T = 250 \div 321$ [K] sunt prezentate în tabelul 6.7.

Pentru domeniul vaporilor saturați uscați și vapori supraîncălziți, ecuația caracteristică se prezintă sub forma:

$$\frac{p \cdot v}{10 \cdot R \cdot T} = Z_0 + \omega \cdot Z_1 \tag{6.51}$$

în care:

$$R = 0.0961536 \left[\frac{KJ}{Kg \cdot K}\right]; \quad \omega = 0.216$$

$$Z_0 = 1 + \left[\frac{0.372}{\theta} - \frac{0.836 + 8.87 \cdot e^{-5\theta} - 1.483 \cdot e^{-2\theta}}{\theta^2}\right] \cdot \pi - 1{,}8 \cdot (\theta - 1{,}3)^2 \cdot \pi^2 \tag{6.52}$$

$$Z_1 = \left[-\frac{0.735}{\theta} + \frac{1.472 - 5.934 \cdot e^{-2\theta}}{\theta^2} \right] \cdot \pi$$

$$\theta = \frac{T}{369.28} \quad ; \quad \pi = \frac{p}{49.86}$$

T [K] ; p [bar]

Entalpia agentului frigorific în domeniul vaporilor supraîncălziți poate fi determinată cu relația:

$$h = \left(h_o + 369{,}28 \cdot R \cdot F_i\right) \cdot 4{,}185 \qquad (6.53)$$

în care:

$$F_i = C_i + \frac{\pi}{W_A \cdot \delta} + \left[\left(C_1 + 3 \cdot \frac{C_3}{\theta^2} + 5 \cdot \frac{C_4}{\theta^2} \right) \cdot \delta + \left(C_5 + 3 \cdot \frac{C_7}{\theta^2} \right) \cdot \frac{\delta^2}{2} + \right.$$

$$\left. + \left(3 \cdot \frac{C_8}{\theta^2} + 5 \cdot \frac{C_9}{\theta^4} \right) \cdot F + C_{11} \cdot \frac{\delta^5}{5} \right] \cdot \frac{1}{W_A} \qquad (6.54)$$

$$C_t = \left[(B_o - 1) \cdot T + B_1 \cdot \ln T - B_2 \cdot \frac{1}{T} - B_3 \cdot \frac{1}{2 \cdot T^2} - B_3 \cdot \frac{1}{3 \cdot T^3} \cdot \delta - \right.$$

$$\left. - B_5 \cdot \frac{1}{4 \cdot T^4} \right] \cdot \frac{1}{369{,}28} \qquad (6.55)$$

Tabelul 6.7. **Presiunea ,volumul specific și entalpia freonului R 22**

t °C	P x10^{-5} Pa	v x10^3 m^3/kg	v" x10^3 m^3/kg	h' kj/kg	h'' kj/kg	r kj/kg
-75	0,1469	0,6659	1284	416,14	670,60	254,46
-70	0.2045	0,6713	945.5	421.58	673.04	251.46
-60	0.3752	0,6827	536.1	432,48	677,90	245,42
- 50	0.6459	0,6952	323,2	443.43	682.69	239,26
- 40	1.054	0.7089	204.7	454,46	686.38	232,92
- 30	1.641	0.7239	135.1	465,60	691.92	226,32
- 20	2,456	0.7404	92.41	476,88	696.28	219,40
- 10	3.552	0.7586	65,08	488,34	700.42	212,08
0	4.983	0,7686	46.98	500.00	704,28	204,28
10	6.811	0.8005	34.62	511,89	707,81	195,92
20	9.097	0.8246	25,94	524.05	710.94	186.89
30	11.908	0,8515	19.70	536.51	713.57	177,06
40	15.315	0,8829	15.10	549.36	715.58	166.22
50	19.395	0,9213	11.63	562,75	716,78	154,03

$$F = \left[1 - \left(1 + 0{,}5 \cdot C_{10} \cdot \delta^2 \right) \cdot e^{-C_{10} \cdot \delta^2} \right] \cdot \frac{1}{C_{10}} \qquad (6.56)$$

$$\delta = \frac{1.949}{v} \quad ; \quad v\left[\frac{dm^3}{Kg}\right]$$

Entropia agentului în domeniul vaporilor supraîncălziți se determină cu relația:

$$S = (S_o + R \cdot F_S) \cdot 4.185 \tag{6.57}$$

unde:

$$F_S = C_S + \ln\frac{v}{1000} \cdot \left[\left(2\frac{C_3}{\theta^3} + 4\frac{C_4}{\theta^5} - C_2\right)\cdot\delta + \left(2\frac{C_7}{\theta^3} - C_6\right)\cdot\frac{\delta^2}{2} + \right.$$

$$\left. +2 \cdot F \cdot \left(\frac{C_8}{\theta^3} + 2\frac{C_9}{\theta^5}\right)\right] \cdot \frac{1}{W_A}$$

$$C_S = (B_0 - 1) \cdot \ln T - \frac{B_1}{T} - \frac{B_2}{2 \cdot T^2} - \frac{B_3}{3 \cdot T^3} - \frac{B_4}{4 \cdot T^4} - \frac{B_5}{5 \cdot T^5} \tag{6.58}$$

în care:

$W_A = 3,65147098$; $h_o = 1742,4604\left[\frac{KJ}{Kg}\right]$; $S_o = -2,7003066\left[\frac{KJ}{Kg\,K}\right]$

$C_1 = 2.223632442$	$C_5 = -4,201939114$	$C_9 = 0,222916269$
$C_2 = -1.229719908$	$C_6 = 2,691441808$	$C_{10} = 0,5$
$C_3 = -6,865517997$	$C_7 = 0,190141745$	$C_{11} = 0,232035556$
$C_4 = 1.242927928$	$C_8 = 3,14654989$	

$$\theta = \frac{T}{369,28}$$

$B_0 = 14.044544$

$B_1 = -27.304 \cdot 10^2$

$B_2 = -26,3412 \cdot 10^4$

$B_3 = 232,9938 \cdot 10^6$

$B_4 = -382,4919 \cdot 10^8$

$B_5 = 207,0414 \cdot 10^{10}$

Tabelul 6.8. **Presiunea volumul specific și entropia freonului R22**

t °C	p x10^{-5} Pa	v'x10^3 m^3/kg	v"x10^3 m^3/kg	s' kj/kg	s" kj/kg	r kj/kg
-75	0,1469	0,6659	1284	0,6434	1,9276	254.46
-70	0,2045	0.6713	945.5	0.6705	1,9083	251,46
-60	0.3752	0.6827	536,1	0.7228	1,8742	245,42
-50	0,6459	0.6952	323.2	0.7729	1,8451	239.26
-40	1,054	0.7089	204,7	0,8211	1.8220	232,92
-30	1,641	0.7239	135,1	0,8677	1.7985	226,32
-20	2,456	0.7404	92,41	0.9129	1,7796	219.40
-10	3,552	0.7586	65;08	0,9569	1,7629	212,08
0	4,983	0.7686	46,98	1,00	1,7449	204.28
10	6.811	0.8005	34,62	1.0422	1.7341	195.92
20	9,097	0.8246	25,94	1.0838	1.7213	186.89
30	11,908	0.8515	19,70	1,1248	1,7089	177,06
40	15,315	0,8829	15,10	1.1656	1,6964	166,22
[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]

Pentru domeniul lichid saturat există următoarele ecuații:

$$\frac{1,949}{V'} = \left[1,413972 \cdot (1-\theta) + (3,201133 \cdot \alpha_k - 20,313741)\right] \cdot (1-\theta)^{1/3}$$

$$h' = h'' - T(V'' - V') \cdot \frac{dP}{dT} \cdot \frac{1}{10}$$

$$S' = S'' - T(V'' - V') \cdot \frac{dP}{dT} \cdot \frac{1}{10}$$

unde:
$$\frac{dP}{dT} = p \cdot \frac{0,205481}{369,28}\left[\ln\theta - 0,0838 \cdot (36 \cdot \theta^{-1} - 35 - \theta^{6} + 42 \ln\theta)\right] +$$

$$+ \frac{p}{369,28}\left[\alpha_k \cdot \theta^{-1} - 0,0838 \cdot (\alpha_k - 3,75) \cdot (-36 \cdot \theta^{-2} - 6 \cdot \theta^{5} + 42 \cdot \theta^{-1})\right]$$

6.5.4 Proprietățile termodinamice ale freonului R 502

Relația de **legătură** între presiune și temperatură în domeniul bifazic:

$$\ln\pi = \alpha_k \cdot \ln\theta - 0,0838 \cdot (\alpha_k - 3,75) \cdot (-36 \cdot \theta^{-1} - 35 - \theta^{6} + 42 \cdot \ln\theta) \qquad (6.59)$$

unde

$$\alpha_k = 6,448 + 0,7607 \cdot \theta$$

$$\theta = \frac{T}{353,31}; \quad \pi = \frac{P}{40,698};$$

Valorile presiunii de saturație sunt redate în tabelul 6.9.
Pentru vapori saturați uscați și vapori supraîncălziți se pot folosi relații de forma:

$$\pi = W'_A \cdot \theta \cdot \delta + (A_2 + B_2 \cdot \theta + \frac{C_2}{\theta^2} + \frac{D_2}{\theta^4}) \cdot \delta^2 + (A_3 + B_3 \cdot \theta + \frac{C_3}{\theta^2}) \cdot \delta^3 +$$

$$+ (\frac{A_4}{\theta^2} + \frac{A_5}{\theta^4}) * \delta * (1 + A_7\delta^2) * e^{-A_7\delta^2 - A_6\delta^6} \qquad (6.60)$$

$$\delta = \frac{1,784}{v}$$

Entalpia agentului în domeniul vaporilor supraîncălziți se determină cu relația;

$$h = (h_0 + 353,31 \cdot R \cdot F_i) \cdot 4,186$$

unde •

$$F_i = C_i + \left[\left(A_2 + \frac{3 \cdot C_2}{\theta^2} + \frac{5D_2}{\theta^4}\right) \cdot \delta + \left(A_3 + \frac{3C_3}{\theta^2}\right) \cdot \frac{\delta^2}{2} + \left(\frac{3 \cdot A_4}{\theta^2} + \frac{5 \cdot A_5}{\theta^4}\right) \cdot F + \frac{A_6 \cdot \delta^5}{5}\right] \cdot$$

$$\cdot \frac{1}{W'_A} + \frac{\pi}{W'_A \cdot \delta} \qquad (6.61)$$

$$C_i = \left[\left((A_{11} - R)\cdot T + \frac{A_{12}\cdot T^2}{2} + \frac{A_{13}\cdot T^3}{3} + \frac{A_{14}\cdot T^4}{4}\right]\cdot \frac{1}{353{,}31\cdot R} \quad (6.62)$$

Tabelul 6.9. **Presiunea ,volumul specific şi entalpia freonului** R 502

t °C	P x10^5 Pa	v x10^3 m^3/kg	v" x10^3 m^3/kg	h' kj/kg	h" kj/kg	r kj/kg
-75	0,2028	0,630	0,7202	347,62	532,14	184.51
-70	0,2767	0,636	0,5401	351.73	534.57	182,83
-60	0,4899	0,649	0.3179	360,23	539.46	179,23
- 50	0.8190	0,663	0.1972	369.10	544.40	175.30
- 40	1,3032	0,678	0,1279	378,40	549,26	170.86
- 30	1,9866	0,693	0,08615	388,03	553.99	166.00
- 20	2.9180	0,709	0.05989	397.95	558.60	160,64
- 10	4,1493	0.7227	0.04276	408,17	562.99	154,82
0	5,7358	0,746	0,03122	418,67	567.10	148,42
10	7.7352	0,709	0,02320	429,35	570.82	141.47
20	10.2097	0,794	0,01749	440,20	574,09	133.89
30	13,2256	0,8[illegible]3	0,01331	451,16	576,73	125.56
40	16,8567	[illegible]	0,01018	462,34	578.53	116,22
50	21.1871	0,899	0,007766	473,69	579,097	105.38

$$F = \left[1 - e^{-A_7\delta^2} * \left(1 + \frac{A_7\cdot\delta^2}{2}\right)\right]\cdot\frac{1}{A_7}$$

$$\delta = \frac{1{,}784}{v}$$

Entropia agentului în domeniul **vaporilor supraîncălziţi** se determină cu relaţia:

$$s = (s_0 + R\cdot F_s)\cdot 4{,}185 \quad (6.63)$$

$$F_s = C_s + \ln\frac{v}{1000} + \left[\left(\frac{2\cdot C_2}{\theta^3} + \frac{4\cdot D_2}{\theta^5} - B_2\right)\cdot\delta + \left(\frac{2\cdot C_3}{\theta^3} - B_3\right)\cdot\frac{\delta^2}{2} + 2\cdot\left(\frac{A_4}{\theta^3} + \frac{2\cdot A_5}{\theta^5}\right) * F\right]\cdot\frac{1}{W_A} \quad (6.64)$$

$$C_s = \left[(A_{11} - R)\ln T + A_{12}\cdot T + \frac{A_{13}\cdot T^2}{2} + \frac{A_{14}\cdot T^3}{3}\right] * \frac{1}{R}$$

$$W_A = 3{.}645823;\ R = 0{.}745\left[\frac{k\hat{c}}{k_g\cdot k}\right];\ h_0 = 543{.}284\left[\frac{k\hat{c}}{k_g}\right]$$

$$S_0 = 0{,}67002\left[\frac{k\partial}{k_g\cdot k}\right]$$

$A_1 = 0$

$A_2 = -17{,}257233$

$A_3 = -4{,}446381$

$A_4 = 4{,}686822$

$A_5 = -0{,}158609$

$A_6 = 0.303679$

$A_7 = 0{,}46$

$A_8 = 0$

$A_9 = 0$

$A_{10} = 0$

$A_{11} = 0{,}196576$

$A_{12} = 0{,}180517 \cdot 10^{-2}$

$A_{13} = -0{,}855177 \cdot 10^{-6}$

$A_{14} = -0{,}39338 \cdot 10^{-9}$

$B_2 = 8.686893$

$B_3 = 2.781855$

$C_2 = 7.165773$

$C_3 = 0.868148$

$D_2 = 3.185786$

Pentru **domeniul** lichid **saturat** se folosesc următoarele **relații:**

$$\frac{1.784}{v'} = \left[1 + 1.0587(1-\theta) + [1.8026 + 0.2(\alpha_k - 7)]\right] * (1-\theta)^{1/3} \qquad (6.65)$$

$$h' = h'' - T(v'' - v') * \frac{dp}{dT} * \frac{1}{10} \qquad (6.66)$$

$$s' = s'' - T(v'' - v') * \frac{dp}{dT} * \frac{1}{10} \qquad (6.67)$$

unde:

$$\frac{dp}{dT} = 0{,}7607 * \frac{p}{353.31} * \left[\ln\theta - 0{,}0838 * (36 \cdot \theta^{-1} - 35 - \theta^{6} + 42 \cdot \ln\theta\right] +$$

$$+ \frac{p}{353{,}31} * \left[\alpha_k \cdot \theta^{-1} - 0{,}0838 * (\alpha_k - 3{,}75) * (35 \cdot \theta^{-2} - 6 \cdot \theta^{5} + 42 \cdot \theta^{-1}\right]$$

Tabelul 6. 10. **Presiunea volumul specific și entropia freonului R 502**

t °C	P x10⁻⁵ Pa	v' x10³ m³/kg	v" x10³ m³/kg	s' kj/kg	s" kj/kg	r kj/kg
-75	0,2028	0,630	0,7202	3.8861	4.8173	184,51
•70	0,2767	0.636	0.5401	3.9071	4,8068	182.83
-60	0,4899	0,649	0.3179	3,94,81	4,7888	179.23
- 50	0.8190	0.663	0,1972	3.9896	4.7750	175.30
-40	1,3032	0,678	0.1279	4.0289	4.7616	170.86
- 30	1.9866	0.693	0.08615	4.0687	4,7514	166.00
- 20	2.9180	0,709	0.05989	4.1085	4,7432	160.64
- 10	4.1493	0,727	0.04276	4.1482	4.7365	154.82
0	5,7358	0.746	0.03122	4.1867	4.7307	148.42
10	7.7352	0,709	0.02320	4,2248	4,7243	141.47
20	10.2097	0,794	0.01749	4.2613	4,7181	133.89
30	13.2256	0.823	0.01331	4.2977	4.7118	125.56
40	16.8567	0.861	0.01018	4.3329	4.7038	11 6.22
50	21.1871	0.899	0.007766	4.3672	4,6934	105.38

6.5.5 Proprietățile termodinamice ale freonului R 134α

Parametrii critici

	U.M.	Wilson/basu	I.C.I.	Hochst
p_k	$\frac{KN}{m^2}$	4067	4055	3220 *
T_k	K	374,25	374,15	379,25 *
ρ_k	Kg/m^3	512,2	491,5	490 *

* Valori calculate

Densitatea lichidului saturat (pe curba limită) se determină cu relația:

$$\frac{\rho'}{\rho_k} = 1 + D_1 \cdot (1-\theta)^{\frac{1}{3}} + D_2 \cdot (1-\theta)^{\frac{2}{3}} + D_3 \cdot (1-\theta) + D_4 \cdot (1-\theta)^{\frac{4}{3}} \quad (6.68)$$

unde: $\theta = \frac{T}{T_k}$

$D_1 = 2,102971$; $D_2 = -0,8405061$; $D_3 = 2,913414$; $D_4 = -1,527264$

Relația se aplică pentru domeniul de temperatură

$$243,2 \le T \le 338,1 \, [K]$$

Presiunea vaporilor saturați uscați se determină cu relația:

$$\ln p = A + \frac{B}{T} + C \cdot T + D \cdot T^2 + E \cdot (F - T) \cdot \frac{\ln(F-T)}{T} \quad (6.69)$$

T [K] ; $p\left[{}^{KN}\!/_{m^2}\right]$

A = 19,95785; B [K] = -3203,074; C [K^{-1}] = -1 18566,7 · 10^{-7}

D [K^{-2}] = 9341,86 · 10^{-9}; E [K] = -1561564 · 10^{-12}; F [K] = 374,9

Relația se folosește pentru **domeniul** de **temperatură**

$$218 \text{ K} \le T \le 358,2 \text{ K}$$

Ecuația caracteristică de stare este de forma:

$$p = \frac{R \cdot T}{v - b} + \frac{A_2 + B_2 \cdot T + C_2 \cdot \exp(-K \cdot \theta)}{(v-b)^2} +$$

$$+ \frac{A_3 + B_3 \cdot T + C_3 \cdot \exp(-K \cdot \theta)}{(v-b)^3} + \frac{A_4}{(v-b)^4} +$$

$$+ \frac{A_5 + B_5 \cdot T + C_5 \cdot \exp(-K \cdot \theta)}{(v-b)^5} + \quad (6.70)$$

unde: $\theta = \frac{T}{T_k}$; $v\left[{}^{m^3}\!/_{Kg}\right]$; $p\left[{}^{KN}\!/_{m^2}\right]$

Relația este aplicată pentru:

$72 \leq p \leq 3474 \left[\frac{KN}{m^2}\right]$; $3,72 \leq \rho \leq 232,49 \left[\frac{Kg}{m^3}\right]$;

$247,9 \leq p \leq 368.2 \quad [K]$

$p_k = 4067 \left[\frac{KN}{m^2}\right]$; $v_k = 0.00195236 \left[\frac{Kg}{m^3}\right]$; $T_k = 374.25 \quad [K]$

$A_2 = 1.64517703 \cdot 10^{-1}$
$B_2 = -5,49575296 \cdot 10^{-4}$
$C_2 = -102.38565956 \cdot 10^{-1}$
$A_4 = 2.33729897 \cdot 10^{-7}$
$A_5 = 7,94502058 \cdot 10^{-8}$

$B_5 = -19.84070682 \cdot 10^{-11}$
$C_5 = -152.65170509 \cdot 10^{-8}$

$A_3 = -0.04911267 \cdot 10^{-4}$
$B_3 = 119.57514332 \cdot 10^{-7}$
$C_3 = 1646.72791180 \cdot 10^{-4}$

$R = 0.814817 \cdot 10^{-1} \left[\frac{KJ}{Kg \cdot K}\right]$

$b = 0.06496818 \cdot 10^{0} \left[\frac{m^3}{Kg}\right]$

Studiile experimentale pentru freonul R 134α prezintă următoarele rezultate:

Presiunea de vapori

Autori	Temperatura [K]	Presiunea $[MN/m^2]$
Wilson & Basu 1988	210 ÷ 370	0,01 ÷ 3.66
Kubota 1989	253 ÷ 373	0,13 ÷ 3.96
Weber 1989	313 ÷ 373	1,02 ÷ 3,97
Barocini și Giuliani 1990	243 ÷ 358	0,08 * 3

Ecuația caracteristică de stare (p, v, T)

Autori	Temperatura [K]	Presiunea $[MN/m^2]$	Volum specific $[dm^3/Kg]$
Wilson & Basu 1988	317 ÷ 447	1,06 ÷ 6,67	1.92 ÷ 19.4
Weber 1989	321 ÷ 423	1,08 ÷ 3,97	1.63 ÷ 4,2
Piao 1989	310 ÷ 425	0.70 ÷ 12.0	0.87 ÷ 27,2
Barocini și Giuliani 1990	263 ÷ 358	0.20 ÷ 1.95	11.1 ÷ ill
Rubinski și Lavrencenco 1990	80 ÷ 400	0.05 ÷ 7	0.72306 ÷ 38

Pentru presiunea de vapori, Barocini și Giuliani propun ecuația:

$$\ln p = A + \frac{B}{T} + C.T + D \cdot T^2 + \frac{E \cdot (F - T)}{1} \cdot \ln(F - T) \qquad (6.71)$$

în care $p\left[{KN}/{m^2}\right]$; $T\ [K]$

A = 24,8033988 B = -0.3980408 · 10^4

C = -0,2405332 - 10^{-1} D = 0.2245211 · 10^{-4}

E = -0.1995548 F = 0,3748473 • 10^3

Barocini și Giuliani propun ecuația caracteristică:

$$p = \frac{R \cdot T}{(v - b)} + \frac{A_2 + B_2 \cdot T + C_2 \cdot e^{-K \cdot \theta}}{(v - b)^2} + \frac{A_3 + B_3 \cdot T + C_3 \cdot e^{-K \cdot \theta}}{(v - b)^3} +$$

$$+ \frac{A_4}{(v - b)^4} + \frac{A_5 + B_5 \cdot T + C_5 \cdot e^{-K \cdot \theta}}{(v - b)^5} + \qquad (6.72)$$

unde: $p\ [KN \cdot m^{-2}]$; $T\ [K]$; $v\ [m^3 \cdot Kg^{-1}]$; $\theta = \frac{T}{T_k}$; $T_k = 374{,}25\ [K]$

b = 0.3455467 • 10^0
K = 5,475
A_2 = -0.1195051
B_2 = 0.113759 · 10^0
C_2 = -3.531592
A_3 = 0.11447797 · 10^{-3}
R = 81.4881629 · 10^4 $\left[\frac{KJ}{Kg \cdot K}\right]$

B_3 = 0,8942552 • 10^{-7}
C_3 = 0.6469248 • 10^{-2}
A_4 = -1.049005 · 10^{-7}
A_5 = -6.953904 • 10^{-12}
B_5 = 1.269806 • 10^{-13}
C_5 = -2.051369 · 10^{-9}

Tabelul 6.11. **Proprietățile** termodinamice **ale freonului** R **134a** după Rubinski și Lavrenccnco

t °C	P [bar]	ρ' Kg/m³	ρ'' Kg/m³	h' KJ/Kg	h'' KJ/Kg	r KJ/Kg	s' KJ/(Kg·K)	s'' KJ/(Kg·K)
-30	0,81	1396,9	4.35	356.7	577,1	220,4	3.8423	4,7487
-20	1,29	1363.2	6,71	371,5	585.2	213.7	3,8983	4.7424
-15	1.60	1347,3	8.21	378.4	589.2	2110.8	3.9237	4.7403
-10	1,96	1331.3	9.97	385.4	593,2	207.8	3.9489	4,7386
-5	2,39	1315.2	12,02	392.6	597,2	204.6	3.9743	4,7372
0	2.89	1298.7	14.39	400	601,0	201	4	4,7358
5	3.46	1281.8	17.13	407.6	604.7	197	4.0261	4.7344

Tabelul ***6.11****(continuare)*

10	4.12	1264,6	20.28	415.5	608,2	192.7	4,0523	4,7330
20	5,71	1228.4	27.96	431,5	614,7	183.2	4.1045	4,7295
30	7.72	1190.1	37,89	447.5	620.3	172,8	4,1551	4.7250
40	10.19	1149.0	50.64	463,3	624.9	161.6	4.203	4,719
50	13.21	1104,5	67,05	478.7	628.4	149.7	4.248	4,7114
60	16,84	1055.3	88.48	493.9	630.8	136.9	4.2907	4.7017
70	21,18	998.8	117.25	509.3	631.6	122.3	4.3328	4,6891
80	26.35	930,0	158.06	526,0	630.3	104.3	4.3768	4.6722
90	32,48	835,8	223.23	545,6	625.1	79.5	4.4273	4.6463
100	39.76	633.8	393,85	576,4	605	28,6	4.506	4.5825

Tensiunea superficială a **freonului** R 134a

$$\sigma=\sigma_0\left(1-\frac{T}{T_c}\right)^n; \qquad \sigma=55.44\left(1-\frac{T}{374.3}\right)^{1.22}$$

T - **temperatura;** T_c - temperatura critică; n = 1,22; **Tc = 374.3[K];**

$$\sigma_0=55.44\left[\frac{mN}{m}\right]; \qquad \sigma=0.05544\left(1-\frac{T}{374.3}\right)^{1.22}\left[\frac{N}{m}\right]$$

Conductivitatea termică a freonului R 134a pentru lichid pe curba de saturație

T [K]	$\lambda\left[\frac{mW}{m\cdot K}\right]$
243.15	109
258.15	102
278.15	92,8
310.15	80.9
337,15	68,5
363.15	58,5

Tabelul 6.12. **Conductivitatea** termica a **freonului** R **134a pentru** vapori **pe curba de saturatie**

T [K]	p [MPa]	$\lambda\left[\frac{mW}{m\cdot K}\right]$
240.84	0,0048	8.778
240.84	0,0048	8.807

Tabelul 6.12 (continuare)

259,45	0,169	10,37
272,01	0,188	11.71
272,02	0,188	11,62
309,02	0,701	15,16
310,44	0,736	14,88
333,23	1,067	17,58
336,80	1,094	17,11
337,11	1.094	17,33
360,43	1,680	20,33
361,36	2.914	28,94
370,93	4,397	25,77
373,13	4,583	55,34

Pentru faza lichidă

$\lambda_L = 210,7 - 0,42061 \cdot T$; $\left[\frac{mW}{m \cdot K}\right]$ $240 < T \leq 363$ [K]

Pentru faza gazoasă

$\lambda_G = -13,6162 + 0,,09273 \cdot T$; $\left[\frac{mW}{m \cdot K}\right]$ $240 < T < 361$ [K]

6.5.6, Proprietățile termodinamice ale freonului R408 A

Tabelul 6.13. **Presiunea , densitatea și entalpia freonului R408 A**

t °C	P x10^{-5} Pa	ρ' x10^3 kg/m³	ρ" x10^3 kg/m³	h' kj/kg	h'' kj/kg	r kj/kg
-50	0,7743	1309.7	3.598	139.9	369,6	229,6
-40	1.2389	1280,8	5,601	151.2	375.5	224.4
-30	1.9001	1251	8.392	162.7	381.4	218.7
-20	2.8092	1220,03	12,176	174,7	387.1	212,4
-10	4.0231	1188.3	17.201	187,1	392.6	205.5
0	5.6033	1154.9	23.769	200	397.8	197.8
10	7.6164	1119.5	32,265	213.5	402.5	189
20	10.1332	1081.7	43.9193	227,8	406.8	179.1
30	13.2292	1040.7	57,254	242,9	410.4	167.5
40	16.9844	995.4	75.478	259	413.1	154
50	21.4841	943.9	99.516	276,7	414.5	137.8

Tabelul 6.14. **Presiunea**, densitatea și entropia freonului R408 A

t°C	$P \times 10^{-5}$ Pa	$\rho' \times 10^{3}$ kg/m³	$\rho'' \times 10^{3}$ kg/m³	s' kj/kg K	s'' kj/kgK	r kj/kg
-50	0.7743	1309.7	3,598	0.76	1,79	229,6
-40	1.2389	1280.8	5.601	0.809	1.772	224.4
-30	1.9001	1251	8.392	0.857	1.757	218,7
-20	2.8092	1220,03	12.176	0,905	1,745	212.4
-10	4.0231	1188.3	17.201	0,952	1,734	205,5
0	5.6033	1154.9	23.769	1	1.725	197.8
10	7.6164	1119.5	32,265	1,048	1.716	189
20	10.1332	1081.7	43.9193	1.096	1,708	179.1
30	13.2292	1040,7	57,254	1.146	1.699	167.5
40	16.9844	995.4	75,478	1.197	1. 689	154
50	21.4841	943.9	99.516	1.251	1.677	137.8

6.5.7. Proprietățile termodinamice ale freonului R409 A

Tabelul 6.15. Presiunea , densitatea si entalpia freonului R409 A

t°C	$P \times 10^{-5}$ Pa	$\rho' \times 10^{3}$ kg/m³	$\rho'' \times 10^{3}$ kg/m³	h' kj/kg	h'' kj/kg	r kj/kg
-50	0.4771	1448,6	1.596	147.2	372.3	225.1
-40	0.7811	1421.8	2,632	157.2	377,9	220.7
-30	1.2224	1394.2	4.142	167.5	383.6	218.4
-20	1,8396	1365.7	6,262	178	389.1	211.1
-10	2.6756	1336.3	9.165	188.8	394,7	205.8
0	3.7764	1305.8	13.032	200	400	200
10	5.1912	1273.9	18.094	211.5	405,2	193,7
20	6.9713	1240.5	24,626	223,5	410.2	186.7
30	9.1696	1205,2	32,974	235,9	414,8	178.9
40	11.8405	1167.6	43,585	248.9	419.1	170.1
50	15.0393	1127,1	57,057	262.6	422.8	160.1

Tabelul 6.16. **Presiunea**, densitatea și entropia freonului R409

t°C	$P \times 10^{-5}$ Pa	$\rho' \times 10^{3}$ kg/m³	$\rho'' \times 10^{3}$ kg/m³	s' kj/kg K	s'' kj/kgK	r kj/kg
-50	0.7743	1309,7	3,598	0.788	1.819	229,6
-40	1.2389	1280,8	5,601	0.832	1,798	224,4
-30	1,9001	1251	8.392	0,875	1.781	218,7
-20	2.8092	1220.03	12.176	0.917	1,767	212.4
-10	4.0231	1188.3	17,201	0.959	1,755	205,5
0	5.6033	1154.9	23,769	1	1.745	197.8
10	7.6164	1119.5	32.265	1.041	1,736	189
20	10.1332	1080.7	43.9193	1.082	1.729	179.1
30	13.2292	1040.7	57.254	1.123	1,722	167,5
40	16.9844	995,4	75.478	1.164	1.715	154
50	21,4841	943,9	99.516	1.206	1,708	137,8

6.6. Funcționarea reală a instalațiilor frigorifice. Coeficienți de lucru

6.6.1 Funcționarea reală a instalațiilor frigorifice cu compresie mecanică de vapori

Performanțele compresorului se definesc în principal prin două mărimi:

- debitul de vapori de agent frigorific aspirat:
- puterea consumată în vederea comprimării acestuia pe un interval de presiuni:

Compresorul real se caracterizează prin:

- existenta unui spațiu vătămător ;
- pierderi cantitative volumetrice:
- pierderi cantitative energetice:
- abaterea comportării vaporilor de la legile gazelor perfecte:

6.6.1.1 Influența spațiului vătămător

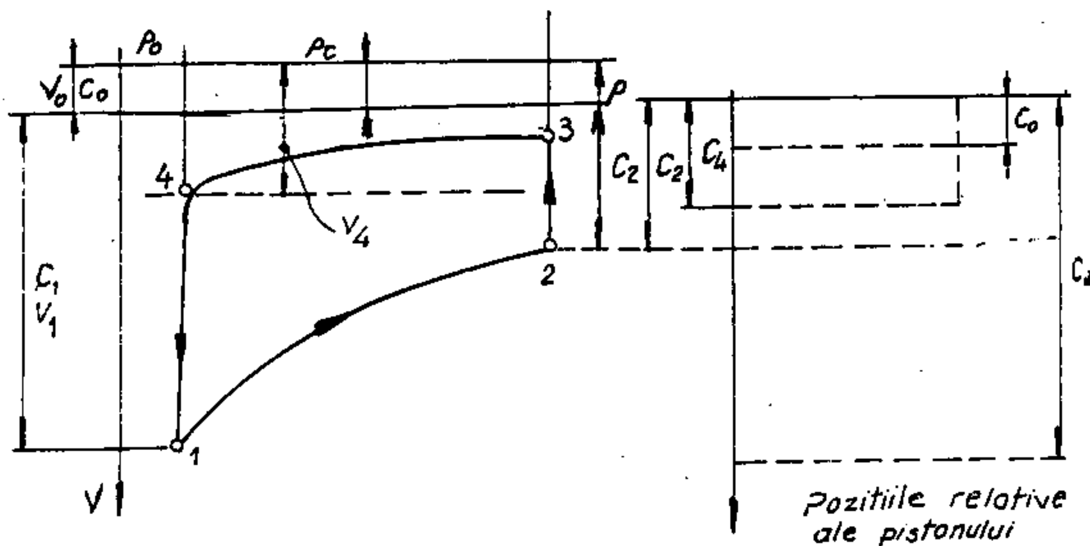


Fig. 6.2. Procesul de comprimare a unui gaz în compresorul cu spațiu vătămător.

$C_0 \equiv C_3$ volumul spațiului vătămător
C cilindree
C_4 volumul cilindrului la începutul admisiei agentului frigorific
C_1 volumul total al cilindrului
C_2 volumul cilindrului la începutul refulării agentului frigorific

Transformările termodinamice care compun ciclul sunt:

1 - 2 : comprimarea vaporilor
2 - 3 : refularea vaporilor ($p_o \approx$ const.)

3 - 4 : destinderea vaporilor din spațiul vătămător
4 - 1 : aspirația de vapori (p_0 * const.)
Fie S - cursa pistonului; D - diametrul cilindrului
Rezultă:

$$C = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S$$ H cilindreea:

$$C_1 = C_0 + C$$ H volumul total al cilindrului;

$$c_0 = \frac{C_0}{C}$$ coeficientul relativ al spațiului vătămător;

$$c_0 = \frac{V_0}{V_S} = \frac{V_{vm}}{V_S}$$

deci: $V_0 = c_0 \cdot V_S \Rightarrow V_{vm} = c_{vm} \cdot V_S$

Tabelul 6.17. **Parametrii agentului** în **vârfurile** ciclului **de** funcționare

Starea	Presiunea $[N/m^2]$	Volumul H	Temperatura [K]
1	p_0	$V_1 = V_S(1 + c_{vm})$	$T_1 = T_0$
2	p_C	$V_2 = V_S(1 + c_{vm}) \cdot \left(\frac{p_0}{p_C}\right)^{\frac{1}{m}}$	$T_0 \cdot \left(\frac{p_C}{p_0}\right)^{\frac{m-1}{m}}$
3	p_C	$V_3 = V_{vm} = c_{vm} \cdot V_S$	$\frac{c_{vm}}{1 + c_{vm}} T_0 \frac{p_C}{p_0}$
4	p_0	$V_S \cdot c_{vm} \cdot \left(\frac{p_C}{p_0}\right)^{\frac{1}{m}}$	

Obs. Deschiderea și închiderea supapelor (clapeților) se face datorită diferenței de presiune (Δp) dintre cilindrul compresorului și colectorul de admisie și, respectiv, de evacuare.

Fie m - exponentul politropic de comprimare.

(1 - 2) Evoluție politropică

$$p_2 v_2^m = p_1 v_1^m \qquad (6.73)$$

în care:

$$p_C v_2^m = p_0 v_1^m \qquad (6.74)$$ și $$V_2 = V_1 \cdot \left(\frac{p_0}{p_C}\right)^{\frac{1}{m}} \qquad (6.75)$$

sau

$$V_2=(V_0+V_S)\cdot\left(\frac{p_0}{p_C}\right)^{\frac{1}{m}} \quad (6.76) \quad ; \quad V_2=(V_S\cdot c_0+V_S)\cdot\left(\frac{p_0}{p_C}\right)^{\frac{1}{m}} \quad (6.77)$$

$$V_2=V_S(1+c_0)\cdot\left(\frac{p_0}{p_C}\right)^{\frac{1}{m}} \quad (6.78) \quad ; \quad T_2V_2^{m-1}=T_1V_1^{m-1} \quad (6.79)$$

$$\frac{T_2}{p_2^{\frac{m-1}{m}}}=\frac{T_1}{p_1^{\frac{m-1}{m}}} \quad (6.SO) \quad ; \quad T_2=T_1\cdot\left(\frac{p_C}{p_0}\right)^{\frac{m-1}{m}} \quad (6.81)$$

Pentru starea 3

$p_3=p_C$; $V_3=V_{vm}=V_S\cdot c_{vm}$; $\frac{V_3}{T_3}=\frac{V_2}{T_2}=$ const. (6.90)

$$T_3=T_2\cdot\frac{V_3}{V_2} \qquad T_3=T_2\cdot\frac{V_{vm}}{V_S(1+c_0)\left(\frac{p_0}{p_C}\right)^{\frac{1}{m}}}$$

Rezulți

$$T_3=\frac{c_{vm}}{1+c_{vm}}\cdot T_0\cdot\frac{p_C}{p_0} \quad (6.91)$$

Pentru starea 4, $p_4=p_0$
(3 - 4) Evoluție politropică de destindere

$$p_4v_4^{m_d}=p_3v_3^{m_d} \quad (6.92) \quad ; \quad V_4=V_3\cdot\left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{1}{m_d}} \quad (6.93)$$

$$V_4=V_{vm}\cdot\left(\frac{p_C}{p_0}\right)^{\frac{1}{m_d}} \quad (6.94) \quad ; \quad V_4=V_{sm}\cdot c_{vm}\cdot\left(\frac{p_C}{p_0}\right)^{\frac{1}{m_d}} \quad (6.95)$$

Dacă $m_d=m$

$$V_4=V_s\cdot c_{vm}\cdot\left(\frac{p_C}{p_0}\right)^{\frac{1}{m}} \quad (6.96)$$

De la starea 4 la starea 1 are loc aspirația propriu-zisă de agent frigorific vapori:
Deci volumul aspirat:

$$V_{asp}=V_1-V_4 \quad (6.97)$$

$$V_{asp}=V_s(1+c_{vm})-V_s\cdot c_{vm}\cdot\left(\frac{p_C}{p_0}\right)^{\frac{1}{m}} \qquad V_{asp}=V_s\left[(1+c_{vm})-c_{vm}\cdot\left(\frac{p_C}{p_0}\right)^{\frac{1}{m}}\right] \quad (6.98)$$

$$\lambda_V = \frac{V_{asp}}{V_S} = 1 + c_{vm} - c_{vm} \cdot \left(\frac{p_C}{p_0}\right)^{\frac{1}{m}} \qquad \lambda_V = 1 + c_{vm}\left[1 - \left(\frac{p_C}{p_0}\right)^{\frac{1}{m}}\right] \quad (6.99)$$

$$\lambda_V = 1 - c_{vm}\left[\left(\frac{p_C}{p_0}\right)^{\frac{1}{m}} - 1\right] \quad (6.100)$$

$C_{vm} = 0{,}01$; $m = 1{,}1$ $\Rightarrow$ $\lambda_V = 1 - 0{,}01\left[\left(\frac{p_C}{p_0}\right)^{\frac{1}{1,1}} - 1\right]$

Pc/Po	1	2	3	4	5	6	7	S	9	10
λ_V	i	0.99122	0.982S5	0.97473	0,966S	0.9590	0,95135	0,043779	0.93629	0.92SSS

$C_{vm} = 0{,}05$; $m = 1{,}1$ $\Rightarrow$ $\lambda_V = 1 - 0.05\left[\left(\frac{p_C}{p_0}\right)^{\frac{1}{1,1}} - 1\right]$

$C_{vm} = 0{,}1$; $m = 1{,}1$ $\Rightarrow$ $\lambda_V = 1 - 0{,}1\left[\left(\frac{p_C}{p_0}\right)^{\frac{1}{1,1}} - 1\right]$

$C_{vm} = 0{,}01$; $m = 1$ $\Rightarrow$ $\lambda_V = 1 - 0{,}01\left[\left(\frac{p_C}{p_0}\right)^{1} - 1\right]$

$C_{vm} = 0{,}05$; $m = 1$ $\Rightarrow$ $\lambda_V = 1 - 0.05\left[\left(\frac{p_C}{p_0}\right)^{1} - 1\right]$

$C_{vm} = 0{,}1$; $m = 1$ $\Rightarrow$ $\lambda_V = 1 - 0.1\left[\left(\frac{p_C}{p_0}\right)^{1} - 1\right]$

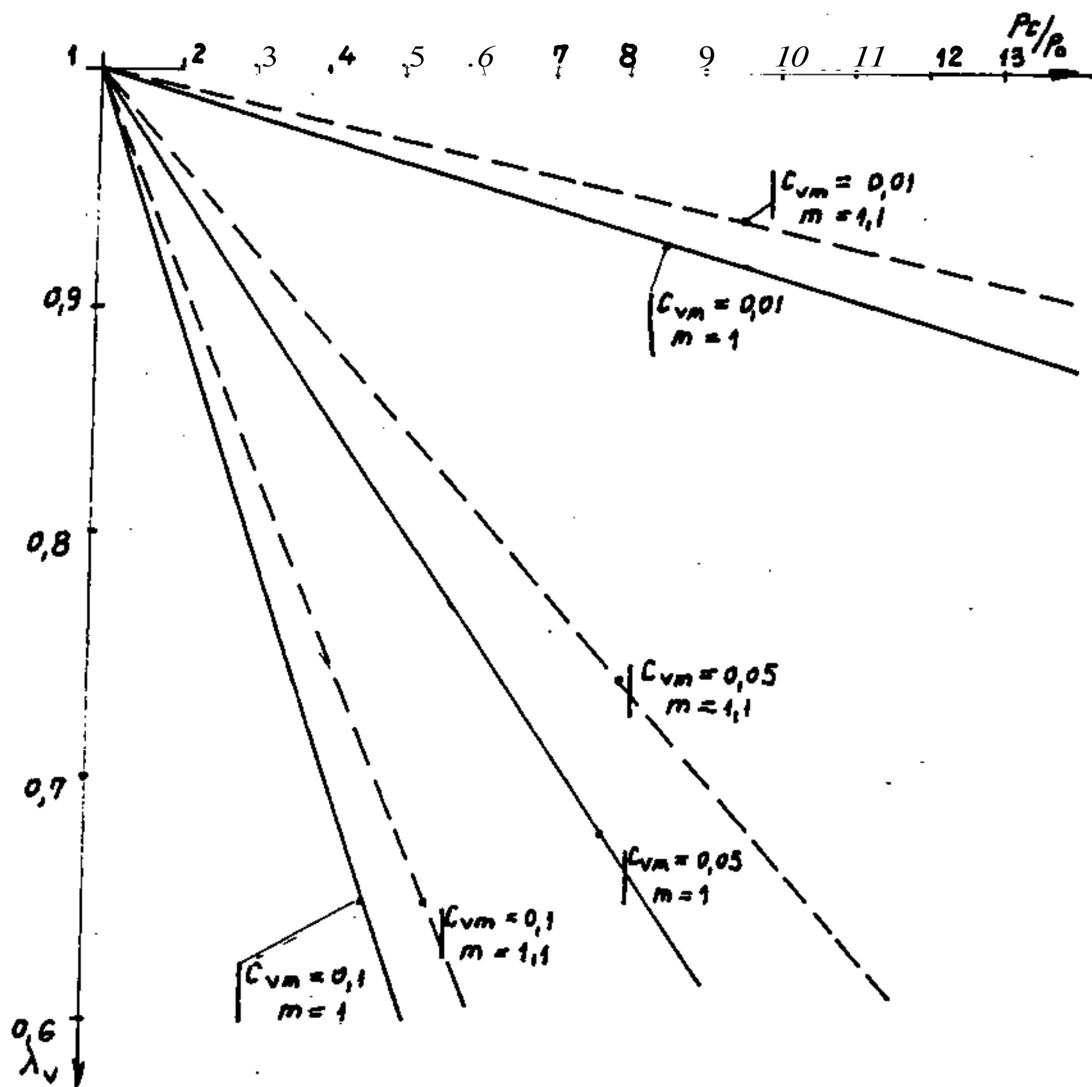


Fig. 6.3 Diagrama **de determinare** a lui λ_v **funcție** de p_c/p_o

6.6.1.2 Influența laminării vaporilor prin supape

Laminarea prin supape reprezintă procesul de reducere a presiunii vaporilor la trecerea prin supape.

p_0 - presiunea vaporilor în conducta de aspirație;

p_0' - presiunea în cilindru:

$$\Delta p_a = p_0 - p_0' \tag{6.101}$$

Această diferență de presiune trebuie să acopere următoarele rezistențe hidraulice:

$$\Delta p_a = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_4 \tag{6.102}$$

Δp_1-rezistența hidraulică în canalele racordurilor și supapelor de aspirație:

Δp_2- rezistența hidraulică dată de inerția masei de vapori ce curge în cilindru:

Δp_3- rezistența hidraulică necesară învingerii forței elastice a resortului supapei:

Δp_4- rezistența hidraulică necesară învingerii inerției maselor mobile ale supapei la deschidere.

Observație

În supapele de evacuare sunt pierderi de sarcină similare, care necesită o suprapresiune a vaporilor, la refulare din compresor față de presiunea în condensator:

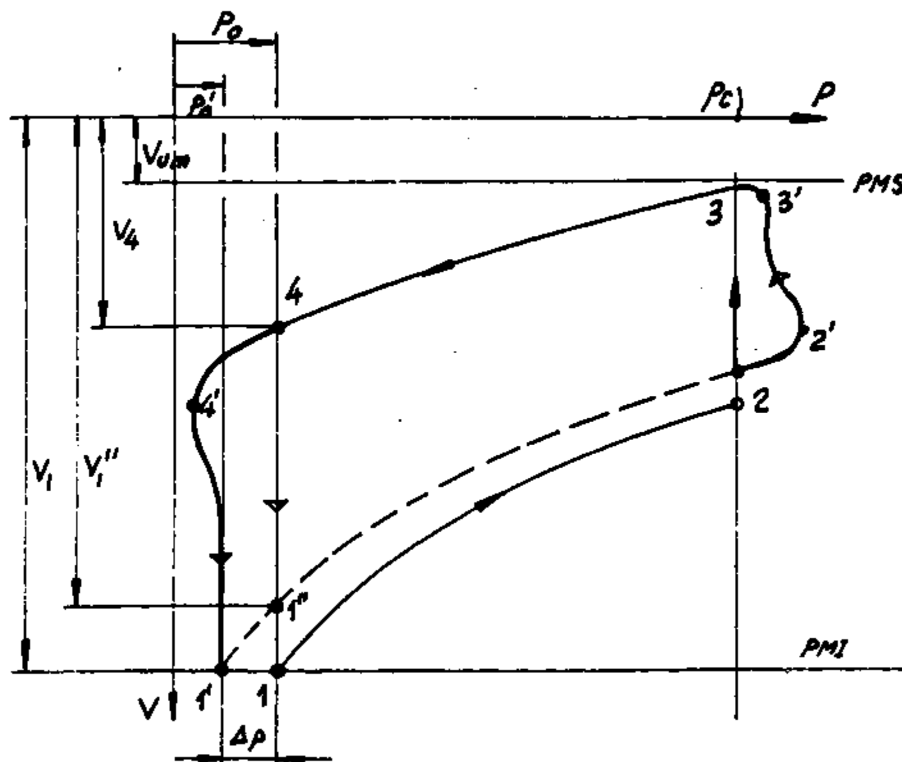


Fig. 6.4. Procesul de comprimare a unui gaz în compresorul cu spațiu vătămător, cu laminarea în supape.

$$l''_{asp} = l''_1 - l'_4 \tag{6.103}$$

iar în cazul în care nu se ține seama de laminare:

$$l'_{asp} = l'_1 - l'_4 \tag{6.104}$$

$$V'_{asp} = V'_1 - V'_4$$

Notăm: $$\lambda_l = \frac{V''_{asp}}{V'_{asp}} \qquad (6.105)$$

Coeficientul de laminare, care se determină ținând cont de faptul că evoluția (IM") este considerată izotermă:

$$V_{1'} \cdot p'_0 = V_{1''} \cdot p_0 \qquad (6.106) \qquad V''_1 = V'_1 \cdot \frac{p'_0}{p_0} \qquad (6.107)$$

$$V'_1 = V'_s (1 + c) \qquad V''_1 = V'_s \cdot (1 + c_{vm}) \cdot \frac{p'_0}{p_0} \qquad (6.108)$$

$$\lambda_l = \frac{V'_s \cdot (1 + c_{vm}) \frac{p'_0}{p_0} - V'_s \cdot c_{vm} (\frac{p_c}{p_0})^{\frac{1}{m}}}{V'_s \cdot (1 + c_{vm}) - V'_s \cdot c_{vm} (\frac{p_c}{p_0})^{\frac{1}{m}}}$$

$$\lambda_l = \frac{(1 + c_{vm}) \frac{p'_0}{p_0} - c_{vm} (\frac{p_c}{p_0})^{\frac{1}{m}}}{(1 + c_{vm}) - c_{vm} (\frac{p_c}{p_0})^{\frac{1}{m}}} \Rightarrow In[4] \; \lambda_l = \frac{p'_0}{p_0} AH \qquad (6.109)$$

Cum $p'_0 < p_0$, rezultă:

$$(1 + c_{vm}) \cdot \frac{p'_0}{p_0} - c_{vm} \left(\frac{p_c}{p_0}\right)^{\frac{1}{m}} < (1 + c_{vm}) - c_{vm} \left(\frac{p_c}{p_0}\right)^{\frac{1}{m}}$$

Deci: $\lambda_l < 1$ AH

Pierderile prin, laminare sunt mai mari la agenții frigorifici cu masă moleculară mai mare, cura este cazul freonilor, în comparație cu amoniacul.

	$\frac{p_0 - p'_0}{p_o}$
R-7I7	100
R- 12	711
R - 22	478

Cu creșterea temperaturii vaporilor la aspirație scad pierderile prin laminare

Determinările s-au făcut la acelși compresor și în aceleași condiții funcționale:

Consecința:

Dimensionarea mai largă a supapelor Ia compresoarele pentru freoni.

Literatura rusă de specialitate recomandă pentru temperaturi de vaporizare până la -30° C, valori

$$\lambda = 0.93 \ldots 0{,}97$$

Observație

Coeficienții λ_v și λ_t se pot stabili cu ajutorul diagramei indicate trasata pentru **fiecare compresor** la bancul de încercare și sunt prezentați sub forma:

$$\lambda_i = \lambda_{t'} \cdot \lambda_t \qquad (6.110)$$

numit *randament volumetric* sau *coeficient indicat al aspirației.*

$$\lambda_i = f\left(c_{vm};\ \frac{p_C}{p_0};\ \text{natura agentului}, \ldots \right)$$

6.7. Analiza **exergetică** a **proceselor** din compresorul frigorific cu piston.

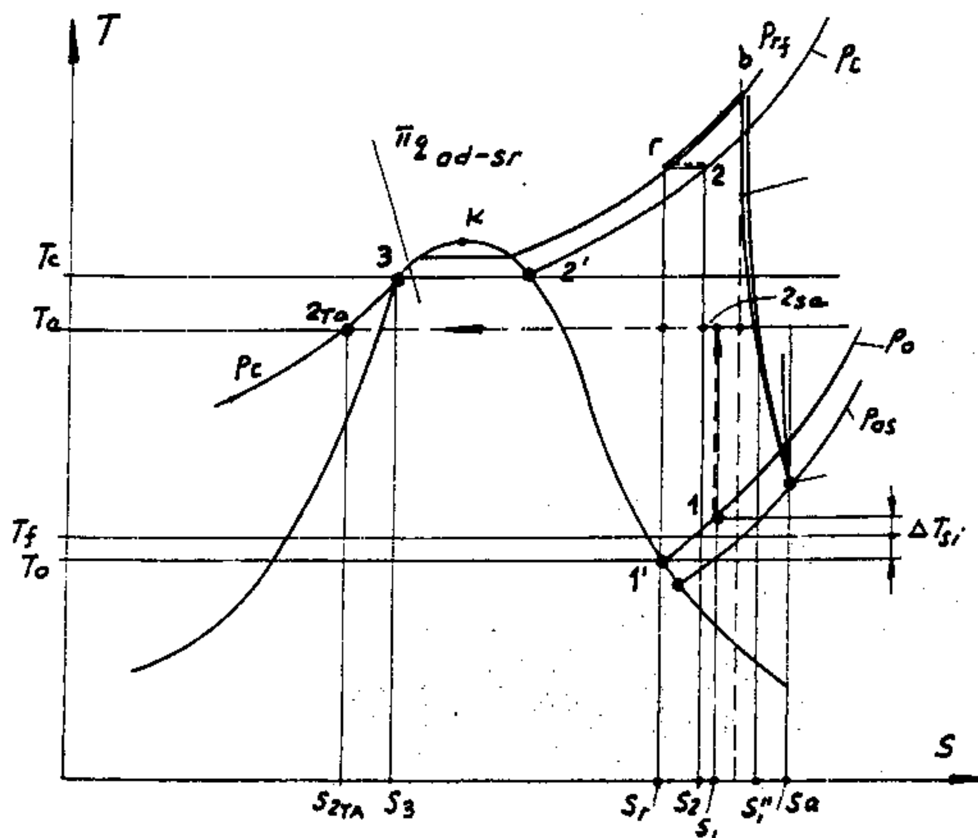


Fig. 6.5. Schema de precizare în diagrama T - S, a evoluției unui Kg de agent prin cilindrul compresorului frigorific cu piston și a pierderilor cauzate de ireversibilitate.

Etapele evoluției:

(1 - D: laminarea vaporilor în supapa de aspirație care determină scăderea presiunii de la p_0 la p_{as};

$p_{as} = p_0 - \Delta p_a$

(1" - a): definește **încălzirea izobară** la p_{as} a vaporilor în procesul de aspirație datorită căldurii preluată de la pereți precum și ca **urmare** a **influenței** gazului destins din spațiul mort:

(a - c): comprimarea **politropică** de exponent $1 < n_c < k$ de la p_{as} la p_{rf} în care agentul **cedează**, **global**, căldură pereților **cilindrului**:

(b - r): caracterizează răcirea izobară la p_{rf} a agentului în procesul de refulare:

(r - 2): laminarea vaporilor în supapa de refulare însoțită de scăderea presiunii de la p_{rf} la p_c cu Δp_r:

Procesul ideal de **referință**, pentru evoluția prezentată anterior comportă două etape:

(1 - 2_{ia}): comprimare **izotropică** la care temperatura crește de la T_1 până la cea a mediului ambiant T_a;

(2_{ia} - 2_{Ta}): comprimare **izotermică** la temperatura T_a până la presiunea de condensare p_c; starea finală 2_{Ta} se **află** în domeniul lichid la parametrii $(p_c ; T_a)$.

Ecuația generală:

$$\sum e_q = \Delta e + \Delta l_t + \sum \pi_{tr}^{int} \tag{6.111}$$

aplicată între secțiunea 1 din **amontele** compresorului și secțiunea 2 din avalul acestuia:

Rezultă:

$$e_{qa} + e_{qc} + \mathrm{V} = e_2 - e_1\ \mathrm{H} + \pi_{la} + \pi_{lr} \tag{6.112}$$

în **care**:

e_{qa} - **energia** căldurii schimbată de agent în procesul de **aspirație**;

e_{qc} - energia căldurii schimbată de agent în procesul de comprimare:

e_{qr} - energia căldurii schimbată de agent în procesul de refulare:

$e_2 - e_1$ - creşterea exergiei agentului în compresor;

l_c - lucru mecanic tehnic de comprimare:

π_{la} - pierderi provocate de ireversibilitatea procesului de laminare în aspirație:

π_{ra} - pierderi provocate de ireversibilitatea procesului de laminare în refulare:

Considerând că agentul se comportă ca un gaz perfect și observând că $l_c < O$ se constată că relația (6.112) poate fi scrisă sub forma:

$$|l_c| = e_2 - e_1 - \left(e_{qa} + e_{qc} + e_{qr}\right) + \pi_{la} + \pi_{lr} \tag{6.113}$$

în care:

$$-e_{qa} = \left(q_a - T_a \cdot \Delta s_{qa}\right) = T_a \cdot \Delta s_{qa} - q_a = \left|e_{qa}\right| =$$
$$= T_a \cdot c_p \ln\frac{T_{as}}{T_M} - c_p \cdot \left(T_{as} - T_1\right) = \pi_{qa} \tag{6.114}$$

reprezintă pierderea de exergie datorită încălzirii vaporilor în procesul de aspirație.

$$-e_{qc} = -\left(q_c - T_a \cdot \Delta s_{qc}\right) = \left|q_c\right| - T_a \cdot \left|\Delta s_{qc}\right| = \left|e_{qc}\right| =$$
$$= \left|c_{nc}\right| \cdot \left(T_c - T_{as}\right) - T_a \left|c_{nc}\right| \ln\frac{T_c}{T_{as}} = \pi_{qc} \tag{6.115}$$

precizează pierderea de exergie cu căldura evacuată în procesul de comprimare în care

$c_{nc} = c_v \dfrac{n_c - k}{n_c - 1} < 0$ reprezintă căldura specifică **politropică** a comprimării:

$$-e_{qr} = -\left(q_r - T_a \cdot \Delta s_{qr}\right) = |q_r| - T_a \cdot |\Delta s_{qr}| = |e_{qr}| =$$
$$= c_p \cdot (T_b - T_r) - T_a \cdot c_p \cdot \ln \frac{T_b}{T_r} = \pi_{qr} \qquad (6.116)$$

definește pierderea de exergie cu căldura cedată în refulare:

$$\pi_{la} = T_a \cdot \Delta s_{la} = T_a \cdot (S_{1''} - S_1) = R \cdot T_a \cdot \ln \frac{p_0}{p_{as}} =$$

$$= R \cdot T_a \cdot \ln \frac{1}{1 - \psi_a} \approx R \cdot T_a \cdot \psi_a \qquad (6.117)$$

reprezintă pierderea datorată **ireversibilității** interne a procesului de laminare în supapa de aspirație:

$$\pi_{lr} = T_a \cdot \Delta s_{lr} = T_a \cdot (S_2 - S_r) = R \cdot T_a \cdot \ln \frac{p_{rf}}{p_c} =$$

$$= R \cdot T_a \cdot \ln \frac{1}{1 - \psi_c} \approx R \cdot T_a \cdot \psi_c \qquad (6.118)$$

reprezintă pierderea **datorată ireversibilității** interne a procesului de laminare în supapa de refulare:

Rezultă: $|l_c| = e_2 - e_1 + \pi_{qa} + \pi_{qc} + \pi_{qr} + \pi_{la} + \pi_{lr}$ (6.119)

Determinarea lucrului mecanic de comprimare:

$$|l_c| = c_p (T_{rf} - T_{as}) \qquad |l_c| = \frac{n_c}{n_c - 1} R \cdot T_{as} \left[\left(\frac{p_{rf}}{p_{as}} \right)^{\frac{n_c - 1}{n_c}} - 1 \right]$$

$$T_{rf} = T_{as} \cdot \left(\frac{p_{rf}}{p_{as}} \right)^{\frac{n_c - 1}{n_c}}$$

$$c_p = \frac{n_c}{n_c - 1} R \qquad |l_c| = \frac{n_c}{n_c - 1} R \cdot T_{as} \left[H_c^{\frac{n_c - 1}{n_c}} - 1 \right]$$

$$|l_c| = \frac{n_c}{n_c - 1} R \cdot T_{as} \left[\left(\frac{H}{\psi} \right)^{\frac{n_c - 1}{n_c}} - 1 \right] \qquad (6.120)$$

$$|l_c| = \frac{n_c}{n_c - 1} R \cdot \frac{T_{as}}{T_1} \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{H}{\psi} \right)^{\frac{n_c - 1}{n_c}} - 1 \right] \qquad (6.121)$$

unde:

$$\frac{T_{as}}{T_1} = \theta_a \cdot \frac{1-\varepsilon_0\left[\theta_r \cdot \left(\frac{H}{\psi}\right)^{\frac{1}{n_c}} - 1\right]}{1-\varepsilon_0\left[\theta_a \cdot \left(\frac{H}{\psi}\right)^{\frac{1}{n_c}} - 1\right]}$$

Se dezvoltă diferența:

$$e_2 - e_1 = (e_2 - e_{2Ta}) + (e_{2Ta} - e_{2sa}) + (e_{2sa} - e_1)$$

în care:

$$e_{2sa} - e_1 = i_{2sa} - i_1 - T_a(s_{2sa} - s_1) = i_{2sa} - i_1 = |l_{1-2sa}|$$

reprezintă valoarea absolută a lucrului mecanic tehnic specific izentropic de comprimare în etapa 1 - 2_{sa}:

$$e_{2Ta} - e_{2Sa} = i_{2Ta} - i_{2Sa} - T_a(s_{2Ta} - s_{2Sa}) = |l_{2Sa-2Ta}|$$

definește valoarea absolută a lucrului mecanic specific izotermic de comprimare în etapa 2_{Ta} - 2_{sa};

$$e_2 - e_{2Ta} = i_2 - i_{2Ta} - T_a(s_2 - s_{2Ta}) = q_{cd-sr} - T_a \cdot |\Delta s_{q_{cd-sr}}| = e_{q_{cd-sr}} = \pi_{q_{cd-sr}}$$

caracterizează energia căldurii care ar trebui cedată de către vaporii refulați de compresor într-un proces de condensare - subrăcire, 2 - 2' - 3 - 2_{Ta} până la atingerea temperaturii T_a a mediului ambiant;

Ecuația de bilanț energetic a compresorului frigorific cu piston devine:

$$|l_c| = |l_{min}| + \pi_{qa} + \pi_{ri} + \pi_{cd-sr} + \pi_{la} + \pi_{lr} \qquad (6.122)$$

unde:

$$|l_{min}| = |l_{1-2Sa}| + |l_{2Sa-2Ta}| = T_a(s_1 - s_{2Ta}) - (i_1 - i_{2Ta}) \qquad (6.123)$$

reprezintă consumul minim de lucru mecanic necesar pentru aducerea agentului din starea 1 în starea 2_{Ta} de lichid subrăcit la temeperatura T_a;

Notăm:

$$\sum \pi_i = \pi_{La} + \pi_{Lr}$$

suma pierderilor datorate ireversibilităților interne,

$$\sum \pi_e = \pi_{qa} + \pi_{qc} + \nu + \pi q_{cd-sr}$$

suma pierderilor datorate ireversibilităților externe.

Ecuația (6.122) devine:

$$|l_c| = |l_{min}| + \sum \pi_i + \sum \pi_e = |l_{min}| + \sum \pi_{i,e} \qquad (6.124)$$

Pe această bază se definește randamentul exergetic al compresorului frigorific cu piston:

$$\eta_{Ec} = \frac{|l_{min}|}{|l_c|} = 1 - \frac{\sum \pi_{i,e}}{|l_c|} = 1 - \sum \bar{\pi}_{i,e} \qquad (6.125)$$

6. 8. Exploatarea instalațiilor frigorifice

6.8.1. Vaporizatoare

Vaporizatoarele sunt schimbătoare de căldură care nu necesita o întreținere deosebită. Defecțiunile ce pot apare în timpul exploatării pot fi remediate cu ușurință. întreținerea vaporizatoarelor constă în: indepărtarea depunerilor de gheață sau de zăpadă de pe suprafața vaporizatorului și asigurarea circulației corecte a agentului răcit (aer) peste suprafața de schimb de căldură

Brumarea și efectele ei

Vaporii de apă din aer condensează pe suprafețele reci ale vaporizatorului ai căror temperatură este egală sau mai mică decât temperatura punctului de rouă.(temperatura punctului de rouă este temperatura la care aerul umed răcit devine saturat, adică are umiditatea relativă egală cu 100%).

Dacă temperatura scade sub 0° C umiditatea condensată va congela. Se va produce un proces de condensare și solidificare continuă sub formă de brumă și creșterea stratului de brumă pe suprafețele vaporizatorilor . Influenta depunerii de brumă asupra fluxului termic schimbat de vaporizatoare poate fi urmărită în figura 6.6. Din analiza curbei prezentate rezultă că inițial. datorită suprafeței mari a cristalelor de gheață puterea frigorifică a vaporizatorului crește. Odată cu creșterea grosimii stratului de brumă puterea frigorifică scade simțitor.

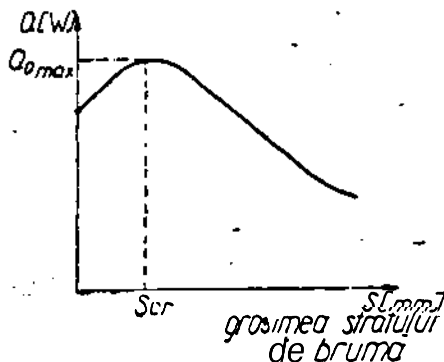


Fig. 6. 6. Influența depunerii de brumă asupra puterii termice a vaporizatorului

Principalele efecte ale depunerii brumei pe suprafața vaporizatorului sunt:

a) Reducerea temperaturii de vaporizare a agentului frigorific:

b) Ridicarea umidității relative a spațiului răcit.

Diferența de temperatură între spațiul rece și suprafața exterioară a brumei de pe vaporizator scade treptat având ca rezultat modificarea condițiilor de conservare a produselor depozitate. Pentru evitarea acestor efecte se impune decongelarea periodică a suprafețelor vaporizatorilor.

Decongelarea suprafeței vaporizatoarelor

Procedee externe - topirea brumei începe de la exteriorul stratului de brumă.

Procedee interne - topirea brumei începe de la suprafața brumei în contact cu țevile vaporizatorului.

Decongelare prin procedee externe

a) oprirea instalației și încălzirea naturală a vaporizatoarelor:

b) stropirea sau pulverizarea cu apă fig. 6.7:

c) cu ajutorul aerului cald exterior fig. 6.8:

d) prin încălzirea electrică a aerului care circulă peste vaporizator fig. 6.9:

e) Decongelarea prin procedee interne

a) încălzirea vaporizatoarelor cu rezistențe electrice fig. 6.10:

b) introducerea gazelor calde de la refularea compresorului fig. 6.1 L:

c) prin inversarea ciclului fig.6.12.

Decongelarea prin folosirea gazelor calde de la refularea compresorului.

Pentru topirea brumei de pe vaporizator se folosește energia termică cedată de agentul frigorific la condensare. Principala problemă care apare este readucerea în stare de vapori a agentului frigorific condensat pentru a putea fi aspirat. în fig. 6.13 este prezentată schema pentru utilizarea acestei metode. Gazele calde refulate direct în vaporizatori prin deschiderea unui ventil electromagnetic, condensează topind bruma. Agentul frigorific lichid va fi laminat în ventilul de reglare și apoi vaporizat în vaporizatorul auxiliar. în timpul decongelării un ventil electromagnetic închide conducta principală de aspirație.

Decongelarea prin inversare de ciclu

Procedeul constă în inversarea ciclului frigorific cu ajutorul unui ventil cu patru treceri fig. 6.12.

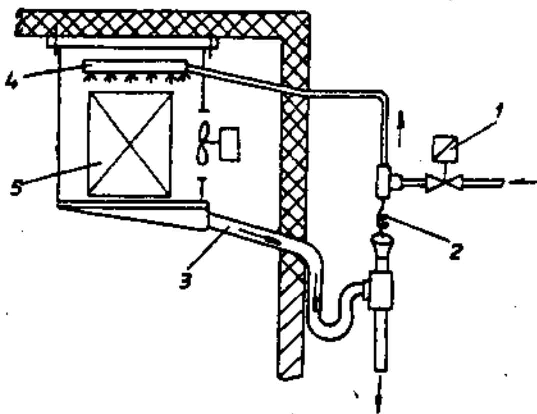


Fig. 6.7. **Decongelarea vaporizatorului prin pulverizarea apei**

1- ventil electromagnetic pe circuitul de apă; 2- țeava de scurgere; *3*- racord de scurgere; *4*- pulverizator; *5*- vaporizator.

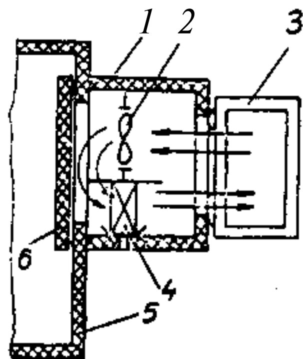


Fig. 6.3. Decongelarea vaporizatorului prin circulația forțată de aer

/- carcasa vaporizatorului; 2 - ventilator; *3*- ușă de legătură cu exteriorul; *4*- vaporizator, 5- izolația termică; *6*- ușă de legătură cu spațiul răcit.

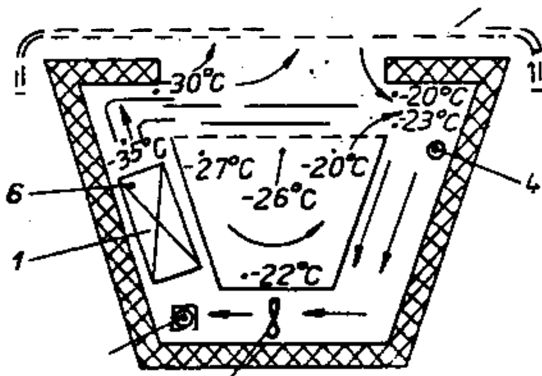


Fig.6.9. Decongelarea vaporizatorului încălzirea acrului cu rezistențe electrice

/- vaporizator; 2- rezistență electrică în rub; *3*- ventilator; *4*-bulbul termostatului; 5- capac; 6- bulbul termostatului de oprire a decongelării

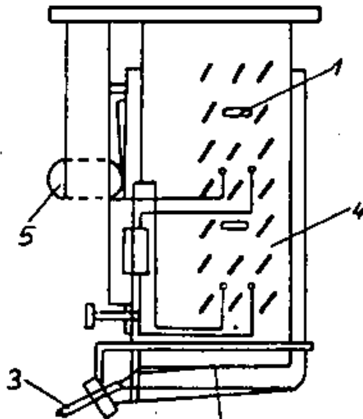


Fig.6.10. Decongelarea vaporizatorulni prin cu **rezistențe** electrice

/- rezistență de vaporizator. 2- rezistență din tavă; *3*- rezistență pe ștuțul de curgere; *4*- vaporizator, *5*- ventilator.

Comutarea de pe circuitul de răcire pe cel de decongelare este comandat automat. La comanda de inversarea ciclului vaporii supraîncălziți sunt refulați în vaporizator unde se condensează cedând căldură stratului de brumă care începe să se topească. Condensul se scurge în rezervorul de lichid printr-un ventil de reținere, montat în paralel cu ventilul de reglare. Lichidul este trimis spre condensator printr-un ventil de reglare. Procesul de funcționare în ciclul inversat continuă până ce stratul de brumă s-a topit de pe vaporizator. Un termostat al cărui bulb se află între aripioarele vaporizatorului comandă comutarea ventilului inversor pe ciclul de răcire.

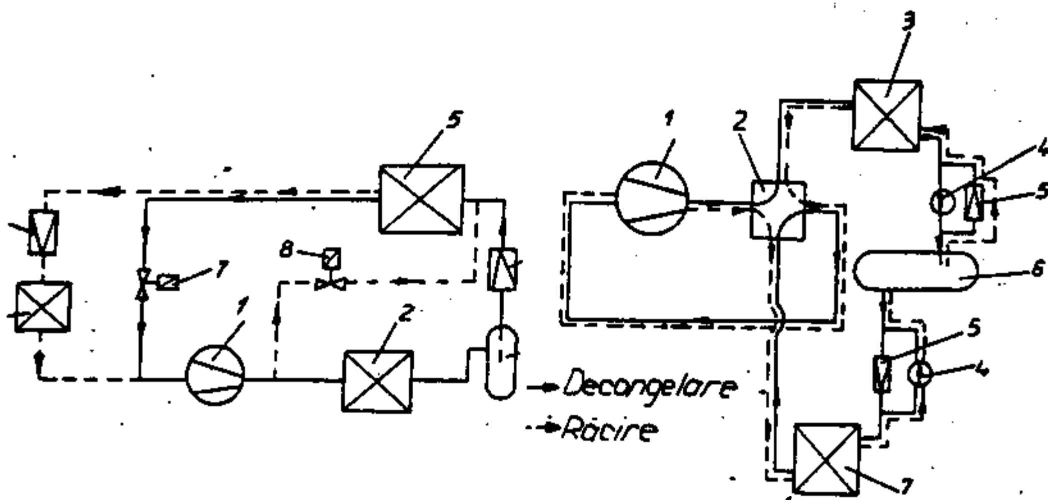


Fig. 6.11. Decongelarea cu gaze calde folosind un vaporizator auxiliar
1- compresor, 2- condensator, 3- rezervor, 4- ventil de reglaj; 5- vaporizator, 6- vaporizator auxiliar, 7- ventil electromagnetic pe aspirație; 8- ventil electromagnetic pe refulare.

Fig. 6.12. Decongelare prin inversare de ciclu
1- compresor; 2- ventil inversor cu patru treceri; 3- vaporizator; 4- ventil de reținere; 5- ventil de reglaj; 6- rezervor; 7- condensator.

6.8.2. Defecțiuni ce pot apare în exploatarea instalațiilor frigorifice

Tabelul 6.18. **Defecțiuni ale compresoarelor. Cauze. Mod de remediere**

Defecțiunea	Cauze	Mod de remediere
Zgomot puternic în timpul funcționării compresorului	Biela este ruptă	Se demontează compresorul; se verifică toate piesele componente; se înlocuiește biela.
	Bolțul unui piston ieșit din locașul său	Se demontează compresorul; se verifică pistonul și bolțul.
	Cămașa de cilindru deplasată	Se va rigidiza cămașa în limita cotelor prevăzute
	Supape sparte	Se înlocuiesc supapele
	Lagăr deplasat în locașul său	Se va schimba lagărul uzat
	Segmenți rupți	Se vor schimba segmenții
	Contragreutate ruptă sau nefixată pe arbore	Se fixează sau se schimbă contragreutatea
	Pistonul lovește placa cu supape	Se va regla jocul ambielajului

Tabelul 6. 18(continuare)

încălzire excesivă în locurile unde sunt suprafețe în mișcare	Lipsa uleiului de ungere sau defectarea dispozitivului de realizare a presiunii de ulei; Supapele nu închid perfect ; Supapele sunt sparte.	Se completează uleiul până la nivelul indicat; se repară dispozitivul de realizare a presiunii de ulei; Se rectifică plan scaunul supapei; Se înlocuiesc supapele.
Vibrații puternice în timpulfuncționării	Mecanismul bielă- manivelă nu este echilibrat dinamic; Contragreutatea de echilibrare ruptă sau desprinsă; Arcurile de amortizare sunt rupte	Se echilibrează mecanismul bielă-manivelă; Se înlocuiește sau se fixează contragreutatea; Se desface capsula și se înlocuiesc arcurile
Compresorul nu realizează puterea frigorificănominală	Placa cu supape este defectă; Supape rupte sau imperfect etanșe; Turația arborelui compresorului nu este cea nominală deoarece curelele patinează; Segmentii sunt uzați.	Se remediază defecțiunea sau se înlocuiește placa cu supape; Se schimbă supapele și se asigură planeitatea scaunelor; Se asigură o întindere corespunzătoare a curelelor sau se înlocuiesc curelele; Se înlocuiesc segmentii;
Compresorul nu pornește	Este întreruptă alimentarea cu curent electric; Pistonul este blocat în cilindru; Lagărele sunt gripate.	Se asigură alimentarea cu curent electric; Se deblochează pistonul, eliminând și cauza care a provocat blocajul; Se înlătură gripajul înlocuind lagărele sau prin reconditionare.
Compresorul nu funcționează	întrerupătorul electric este în poziție- deschis; Siguranțe arse; Releu termic declanșat; Termostatul sau presostatul de comandă sunt defecte; Presiunea de refulare prea ridicată (când în instalație este montat un presostat de înaltă presiune).	Se reconectează întrerupătorul; Se înlocuiesc siguranțele și se verifică instalația electrică; Se reanclanșează releul termic ; Se repară sau se înlocuiesc aparatele defecte; Se elimină cauzele ce conduc la creșterea presiunii: apa sau aerul de rîcire au temperaturi prea ridicate sau debit insuficient, condensor murdar, exces de agent frigorific, aer în instalație, etc.
Compresorul funcționează un timp prea lung sau funcționează continuu	Termostatul sau presostatul de comandă sunt defecte; Lipsă de agent frigorific în instalație; La condensatorul răcit cu apă: apa lipsește, e prea caldă sau are debit insuficient; Condensatorul răcit cu aer este murdar; Condensatorul răcit cu aer este insuficient ventilat; Aer în instalație (presiunea de condensare va fi mai ridicată).	Se repară dacă este posibil, dacă nu se înlocuiesc aparatele defecte; Se reîncarcă instalația după ce s-au eliminat neetanșeitățile; Se verifică temperatura de intrare și ieșire a apei din condensator; și se modifică debitul de apă; Se curăță condensatorul; Se plasează grupul într-un loc unde circulația aerului este asigurată; Se scoate aerul sau se golește complet și se face o nouă încărcare.

Tabelul 6. 18.(continuare)

Compresorul funcționează un timp prea lung sau funcționează continuu	Randament scăzut al compresorului;	Se controlează supapele ; cele defecte se înlocuiesc, eventual se înlocuiesc segmenții și pistonul;
	Vaporizator prea mic (presiunea de aspirație prea coborâtă);	Se înlocuiește cu un vaporizator mai mare sau se montează un vaporizator adițional;
	Filtrul sau ventilul obturat (în instalațiile comandate prin termostat);	Se curăță sau se înlocuiește filtrul sau ventilul de reglaj. Dacă ventilul de reglaj este blocat cu gheață se montează un deshidrator în circuitul agentului frigorific;
	Vaporizator complet blocat cu zăpadă;	Se decongelează vaporizatorul sau se reglează degivrarea automată;
	Compresor de capacitate mică;	Se montează un compresor corespunzător:
	Izolație defectă;	Se reface izolația;
	Etanșare defectuoasă a ușii;	Se înlocuiesc garniturile și se repară închizătorul ca ușa să fie etanșă;
	Trafic de mărfuri peste capacitatea utilajului:	Reducerea traficului de mărfuri în spațiul răcit:
Compresorul are perioadă de funcționare scurtă	Compresor de capacitate prea mare;	Se reduce turația compresorului sau se înlocuiește compresorul cu unul corespunzător;
	Diferențialul presostatului sau termostatului reglat prea mic;	Se mărește diferențialul; se plasează bulbul termostatului într-un loc în care variațiile de temperatură sunt mai mici;
	Presostatul de înaltă presiune întrerupte;	Se verifică partea de înaltă presiune a instalației (temperatura apei sau aerului, curățirea condensatorului etc.
	Lipsă de agent frigorific (în instalația comandată de presostat de joasă presiune);	După recuperarea locului neetanș, se reîncarcă instalația cu cantitatea de agent frigorific necesară;
	Prea mult agent frigorific (în instalația cu presostat de înaltă presiune:	Se purjează excesul de agent din instalație;
Presiunea din condensator prea ridicată	Prea mult agent ;	Se evacuează o parte din încărcătura de agent;
	Aer în instalație;	Se scoate aerul sau se face o încărcare completă;
	Condensatorul răcit cu aer, insuficient ventilat;	Se asigură circulația ușoară a aerului de la și spre condensator;
	Condensator răcit cu debit insuficient de apă;	Se verifică alimentarea cu apă și presiunea apei de alimentare;
	Condensatorul răcit cu aer are suprafața blocată cu praf și impurități;	Se curăță condensatorul;
Presiunea de condensare redusă	Agent frigorific insuficient;	Se elimină neetanșeitățile și se completează cu agent:
	Supapele de refulare nu închid bine;	Se repară sau se înlocuiesc supapele;
	Răcire insuficientă a condensatorului;	Se curăță condensatorul și se verifică debitul agentului de răcire:

Tabelul 6. 18 (continuare)

Cantitatea de ulei din carterul compresorului scade continuu	Pierdere de agent frigorific ce nu permite revenirea uleiului în compresor; Vaporizator amplasat necorespunzător din punct de vedere al circulației uleiului; încărcătura inițială de ulei insuficientă; Segmenți uzați;	Se remediază neetanșeitatea și se reîncarcă instalația cu ulei și agent; Se reproiectează instalația; se asigură viteza minimă de 6 m/sec. în conducte pentru antrenarea uleiului; Se completează cantitatea de ulei ținând cont de cea dizolvată în agentul frigorific; Se înlocuiesc segmenții;
Zgomote puternice în compresor sau în imediata sa apropiere	Montajul greșit al compresorului; Amortizoarele compresorului prea moi și compresorul atinge obiectele din jur; Conductele de aspirație și refulare se lovesc între ele sau ating obiecte; Curelele fac zgomot; Compresorul aspiră lichid și ulei (se produc lovituri hidraulice în compresor); Lagărele compresorului sau motorului electric sunt uzate; Zgomotele din interiorul compresorului de supape spâne, joc în bolțurile pistoanelor, excentrici slăbiți;	Se plasează compresorul pe un cadru adevărat și rigidizat; Se reduc oscilațiile compresorului; se îndepărtează obiectele din imediata apropiere a compresorului; Se fixeaxă conductele; Se înlocuiesc curelele și se asigura întinderea necesară; Se verifică nivelul de ulei în carter și se purjează dacă este în exces; Se demontează compresorul și motorul și se repara; Se demontează compresorul se verifică piesele ce se pot deteriora și produce zgomot; se repară sau se înlocuiește;
Instalația nu realizează temperatura dorită în spațiul răcit	Ventil de reglaj de capacitate prea mică față de capacitatea compresorului; Secțiunea țevii de alimentare cu lichid sau a țevii de aspirație prea mică ; Suprafața vaporizatoarelor este insuficienta; Termostatul sau presostatul de comandă sunt reglate necorespunzător; Ventilul de reglaj este obturat; Lipsă de agent frigorific (vaporii circulă cu viteză marc prin ventilul de reglaj); Randament scăzut al compresorului; Vaporizator blocat cu zăpadă; Nefuncționarea ventilatoarelor care suflă aer poște vaporizator.	Se înlocuiește ventilul de reglare cu unul de capacitate corespunzătoare capacității compresorului; Se reproiectează instalația; Se montează un vaporizator corespunzător; Se reglează termostatul și presostatul corespunzător temperaturii dorite; Se elimină apa din circuit sau se înlocuiește ventilul de reglaj; Se elimină neetanșeitățile; Se verifică compresorul; și se înlocuiesc piesele defecte; Se decongelează vaporizatorul sau se reglează decongelarea automată; Se repun în funcțiune ventilatoarele;

Tabelul 6.18(continuare)

Instalația nu realizează temperatura dorită în spațiul răcit.	Pătrunderi de aer cald în spațiul răcit; Izolații degradate: Încărcare excesivă a spațiului răcit cu produse nerăcite.	Se verifică etanșeitatea ușilor, recondiționând sau înlocuind garnitura; Se refac izolațiile ; Se va atenționa personalul privind respectarea instrucțiunilor de exploatare.
încălzirea cilindrilor compresorului	Clapeții de refulare sparți.	Se înlocuiesc clapeții.
Încălzirea excesivă a lagărelor și cilindrilor.	Nivelul de ulei este necorespunzător.	Se completează nivelul de ulei.

Tabelul 6.19. **Detectarea scăpărilor de agent frigorific.**

AGENTUL FRIGORIFIC	METODE DE VERIFICARE		
	Lampă cu halogeni	Traductor electronic pentru fluor	Injecție de trasori in circuit
R 12	X		
R 22	X		
R 502	X		
R 23		X	X
R 134 A		X	X
R 408 A	X	X	X
R 409 A	X	X	X

6.8.3. Deranjamente provocate de prezenta umidității în instalația frigorifică

Principalele consecințe ale prezenței umidității în circuitul frigorific sunt: blocarea ventilului de reglare, coroziunea, formarea hidraților și deprecierea uleiului.

Blocarea ventilului de reglaj. Lichidul frigorific ce pleacă din condensator spre vaporizator se laminează în ventilul de reglaj până la temperatura de vaporizare. Dacă la o anumită temperatură conținutul critic în umiditate este depășit, apa se evaporă și îngheață în acel loc, provocând blocarea acului poantou de la ventilul de reglaj. Secțiunea de trecere în ventilul de reglaj este mică astfel că sunt necesare doar câteva picături de apă pentru a bloca parțial sau total trecerea fluidului spre vaporizator.

Coroziunea, formarea hidraților și deprecierea uleiului. în prezența apei, având fierul și aluminiul drept catalizator ce accelerează reacția, toți agenții halogenați formează acizi(clorhidric sau florhidric). Acești acizi sunt agresivi și atacă elementele din cupru ale instalației, corodează lagărele, fusurile și manetoanele compresorului și distrug presetupa.

Sărurile metalice și oxizii ce iau naștere ca urmare a acțiunii acizilor asupra elementelor metalice ale instalației se depun pe suprafețele interioare ale schimbătoarelor de căldură diminuând schimbul de căldură. Blocarea filtrelor, griparea pistoanelor și neetansarea supapelor sunt defecțiuni ce apar ca urmare a depunerilor de astfel de săruri.

Posibilități de eliminare a umidității din circuitul agentului frigorific

Deshidratarea prin acțiune chimică. Constă în folosirea de substanță care absorb apa din circuitul agentului frigorific cum ar fi sulfatul de calciu și clorura de calciu.

Sulfatul de calciu se folosește sub formă de piese turnate la dimensiunea aparatului deshidrator. Timpul de absorție al apei este foarte lung, nu formează praf care să fie antrenat în instalație și nu este coroziv. Este un material deshidratam foarte eficace și prezintă avantajul că nu eliberează apa pe care a absorbit-o.

Clorura de calciu prezintă dezavantajul că în prezența unei cantități mari de apă din circuit se transformă într-o soluție foarte corozivă. De obicei e bine să se evite utilizarea clorurii de calciu.

Deshidratarea prin acțiune fizică. Constă în folosirea de substanțe care adsorb apa, fără a-și modifica compoziția chimică. Substanțele deshidratoare de acest gen eliberează apa adsorbită când sunt încălzite, capacitatea de adsorbție fiind invers proporțională cu temperatura adsorbantului. Cele mai utilizate substanțe deshidratoare care funcționează pe acțiune fizică sunt silicagelul și sita moleculară.

Silicagelul (dioxidul de siliciu) este un adsorbant puternic având o rețea capilară internă cu pori ultramicroscopici. Silicagelul are o porozitate mare, volumul porilor reprezentând circa 40% din volumul total al granulelor. Silicagelul este un deshidratam foarte eficace ,însă odată cu creșterea temperaturii eliberează apa reținută prin adsorbție. Din această cauză este necesar ca deshidratorul instalației să fie plasat într-o ambianță de temperatură cât mai scăzută si constantă. Diminuarea puterii de adsorbție a silicagelului scade cu temperatura și poate provoca defecțiuni grave la creșterea bruscă a temperaturii în cazul răcirii insuficiente a condensatorului. deoarece poate elibera apa care va îngheța în ventilul de reglaj.

Sita moleculară este un deshidratat a cărui parte activă este formată din alumino-silicați care printr-o tehnologie specifică capătă o porozitate uniformă. Pentru reținerea apei din amestecul de agent halogenat se folosește sita moleculară cu pori de $4x10^{-10}$ m. Sita moleculară se regenerează prin insuflare de aer sau de azot uscat încălzit la temperaturilor de 250....300°C.

Bibliografie

[1]. V. Radcenco, A. Dobrovicescu, S. Porneală — Procese și instalații frigorifice, Editura Didactică și Pedagogici, București, 1983

[2]. B. Popa, I.Carabogdan — Manualul inginerului termotehnician, Editura Tehnici București, 1986

[3]. Pierre Rapin, Patrick Jacquard — Formulaire du froid, Dunod, Paris, 1996

[4]. John P. Kay, Richard L. Mansmann — Impact of CFC/HCFC regulations on the marine industry, Ashland Chemical, U.S.A., 1994

[5]. N. Purice, V. Honciuc — Exploatarea și întreținerea utilajelor frigorifice comerciale, Editura Tehnici București, 1980

[6].Fl. Chiriac — Instalații frigorifice, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1981

[7]. C. Stamatescu — Tehnica Frigului, vol. I și vol. II, Editura Tehnici București. 1972

7

INSTALAȚIA DE AMBARCARE ȘI DE TRANSFER COMBUSTIBIL

7.1. Stabilirea cantităților de combustibil necesare

Cantitățile de combustibil care trebuie ambarcate depind de autonomia navei A [Mm], de viteza navei [Nd] și de consumul de combustibil al motoarelor auxiliare și al generatoarelor de abur cu arzător (căldărilor).

Se notează:

$C_{h_{MP}}\left[\frac{k"}{h}\right]$ - consumul orar de combustibil al motorului principal (MP);

$C_{h_{MA}}\left[\frac{kg}{h}\right]$ - consumul orar de combustibil al motorului auxiliar (MA);

$C_{h_{GA}}\left[\frac{kg}{h}\right]$ - consumul orar de combustibil al generatorului de abur cu arzător (GA);

τ_{MP} [h] - timpul de funcționare al MP pe durata unui voiaj;

τ_{MA} [h] - tirnpul de funcționare al MA pe durata unui voiaj;

τ_{GA} [h] - timpul de funcționare al GA cu arzător pe durata unui voiaj;

În desfășurarea voiajului există perioade de marș și perioade de staționare în care nava poate fi în operațiuni de încărcare - descărcare sau în așteptare.

Necesarul de combustibil pentru MP se determină cu relația:

$$m_{CPM} = C_{h_{MP}} \cdot \tau_{MP} \qquad [Kg] \qquad (7.1)$$

sau

$$m_{CPM} = C_{h_{MP}} \cdot \frac{A}{V_N} \qquad [Kg] \qquad (7.1')$$

unde V_N [Nd] - viteza navei

Necesarul de combustibil pentru MA se determină astfel:

$$m_{CPA} = C_{h_{MA}} \cdot \left(\tau_{MA_M} - \tau_{MA_{STA}} + \tau_{MA_{STID}}\right) \ [Kg] \qquad (7.2)$$

unde:

τ_{M_M} [h] - timpul de funcționare pe durata marșului;

$\tau_{M_{ST}}$ [h] • timpul de funcționare pe durata staționărilor în așteptare:

$\tau_{M_{STID}}$ [h] - timpul de funcționare pe durata staționărilor pentru încărcare-descărcare:

Necesarul de combustibil pentru GA cu arzător se determină cu relația:

$$m_{CGA} = C_{h_{GA}} \cdot \left(\tau_{GA_M} + \tau_{GA_{STA}} + \tau_{GA_{STID}}\right) \quad [Kg] \quad (7.3)$$

unde:

τ_{GA_M} [h] - timpul de funcționare pe durata marșului;

$\tau_{GA_{STA}}$ [h] - timpul de funcționare pe durata staționărilor în așteptare;

$\tau_{GA_{STID}}$ [h] - timpul de funcționare pe durata staționărilor pentru încărcare-descărcare;

Observații: Necesarul de combustibil se determină în următoarele cazuri:

1. MP funcționează pe motorină la pornire, la manevre și la oprire
MP funcționează pe combustibil greu pe timpul marșului
MA funcționează pe motorină
GA cu arzător funcționează pe combustibil greu

2. MP funcționează pe combustibil greu la pornire, la manevre, la oprire și pe timpul marșului
MA funcționează pe combustibil greu
GA cu arzător funcționează pe combustibil greu

Pentru cazurile prezentate, funcție de destinația și dotările tehnice ale navei, se va stabili necesarul total de combustibil.

Determinarea volumului tancurilor se va face funcție de sortul de combustibil ce va fi depozitat.

Pentru combustibil greu:

$$V_{TK_{CG}} = C_1 \cdot C_2 \cdot \frac{m_{CG}}{\rho_{CG}} \quad \left[m^3\right] \quad (7.4)$$

unde:

$C_1 = 1,15 \div 1,20$ coeficient prin care se admite un surplus de combustibil pentru situații neprevăzute:

$C_2 = 1,07 \div 1,1$ coeficient prin care se ține seama de reducerea volumului tancurilor datorită combustibilului reziduu, aderent pe pereții tancurilor de depozitare:

$\rho_{CG} \left[\frac{Kg}{m^3}\right]$ densitatea combustibilului greu la temperatura de referință de 50° C.

Pentru operația de ambarcare combustibil greu trebuie să se țină seama de:

- durata ambarcării, care funcție de tipul și mărimea navei este între 1 ÷ 10 h;
- temperatura combustibilului în momentul pompării;
- viteza combustibilului în conductă $W_{cg} = 0,8 \div 1,5$ m/s.

Temperatura combustibilului greu impune modificarea densității acestuia.

Densitatea se calculează cu formula:

$$\rho_{cg}^{t_p} = \frac{\rho_{cg}^{t_r}}{1 + \beta \Delta t} \quad \left[\frac{Kg}{m^3}\right] \tag{7.5}$$

unde:

t_p - temperatura la care se face pomparea combustibilului greu

t_r - temperatura de referința la care se cunoaște densitatea combustibilului greu

Temperatura de referința poate fi:

100° F = 38.8° C ; 50° C

$\beta = 684 \cdot 10^{-6}\ grd^{-1}$ coeficientul de dilatare termică al combustibilului greu

$\Delta t = t_p - t_r$ diferența de temperatură.

Folosind relația continuității:

$$\dot{m} = \rho \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot W \quad \left[\frac{Kg}{s}\right] \tag{7.6}$$

unde:

$\dot{m}\ \left[\frac{Kg}{s}\right]$ reprezintă debitul masic de combustibil greu:

$\frac{\pi d^2}{4}\ \left[m^2\right]$ secțiunea de curgere printr-o țeava de diametru interior d [m]

$\rho\ \left[\frac{Kg}{m^3}\right]$ densitatea combustibilului greu,

$W\ \left[\frac{m}{s}\right]$ viteza de curgere a combustibilului greu.

Din relația (7.6) se determină diametrul interior al conductelor din instalația de ambarcare și transfer de combustibil.

7.2. Componenta instalației de ambarcare si transfer combustibil

în componența instalației de ambarcare și transfer combustibil sunt următoarele elemente:

- prize care fac legătura între instalația navei și instalația de livrare combustibil (montata pe un tanc sau la cheu):
- tubulaturi;
- filtre:
- valvule de distribuție
- grupuri sau casete de valvule:
- pompe de transfer:
- tancuri de depozitare combustibil:
- tancuri de decantare:
- tancuri de consum combustibil:
- separatoare;
- încălzitoare de combustibil;
- aparate de măsură și control:

- tubulaturi de aerisire:
- sonde etc.

Prizele de ambarcare combustibil sunt montate în ambele borduri ale navei, pe puntea principală. Numărul prizelor de ambarcare poate fi de 2 ÷ 6 funcție de mărimea navei. Diametrul nominal al prizelor este standardizat, ceea ce permite cuplarea cu instalațiile de livrare combustibil indiferent de zona de navigație în care se află.

Tubulaturile din instalația de ambarcare și transfer combustibil permit circulația combustibilului către tancurile de depozitare, către tancurile de decantare etc. cu ajutorul valvulelor de distribuție etc.

Tubulaturile sunt standardizate, având diametrul nominal în conformitate cu prescripțiile societățile de clasificare ceea ce permite tipizarea tubulaturilor și armăturilor:

Filtrele sunt utilizate pentru reținerea impurităților din combustibil, atât pe timpul ambarcării dar și pe durata transferului eliminând posibilitatea pătrunderii acestora în pompe și în alte elemente din instalație. Funcție de gradul de filtrare (dimensiunea ochiurilor sitei), fitrele pot fi grosiere și fine.

Filtrele grosiere se montează pe intrarea în casetele cu valvule de distribuție, pe tubulatura de ambarcare combustibil precum și pe aspirația pompelor de transfer.

Filtrele fine se montează pe instalația de alimentare cu combustibil MP, MA, GA cu arzător.

Pompele folosite pentru transferul combustibilului pot fi pompe cu roți dințate sau pompe cu șurub.

Pompele cu roți dințate sunt construcții simple, sigure în funcționare, exploatare ușoară, cu masă și gabarit redus. Pompele cu roți dințate utilizate la transferul combustibilului au debite cuprinse între 20 ÷ 200 m^3/h și presiunea de refulare între (4 ÷ 10) bar. randamentul acestor pompe este de (50 ÷ 74) %. Acționarea acestor pompe se face cu motoare electrice.

Pompele cu șurub utilizate în transferul combustibilului au debite cuprinse între 20 ÷ 200 m^3/h la presiuni de refulare de (5 ÷ 10) bar. Construcția acestor pompe este considerată mai complexă față de pompele cu roți dințate, motiv care impune un preț mai ridicat pentru pompele cu șurub.

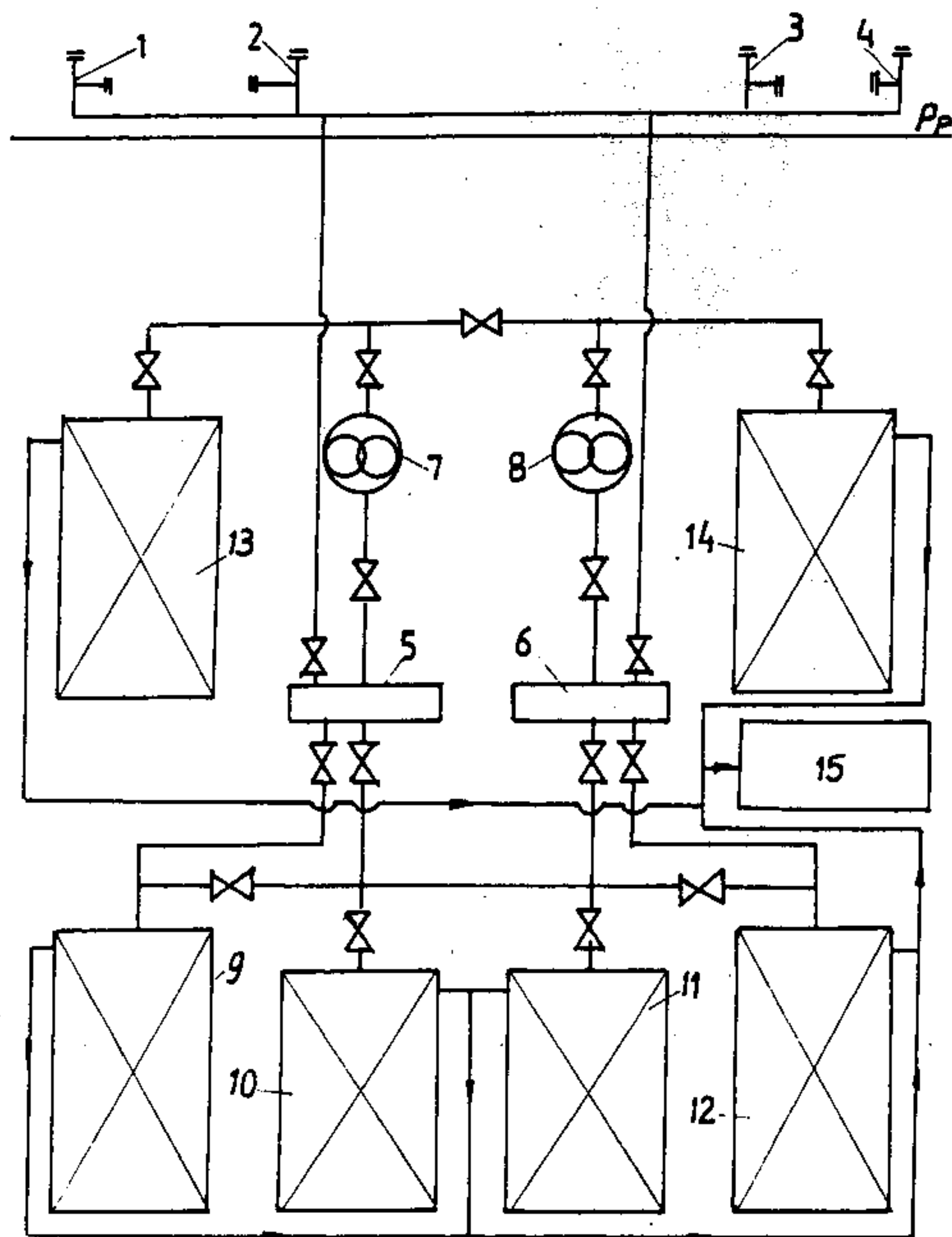


Fig.7.1. Instalația **de ambarcare** si transfer **combustibil**
1,2, 3,4- guri de ambarcare; 5, 6- **casete** cu **valvule** de distribuție; 7, *8-* pompe de transfer combustibil; 9- **tanc** de depozit motorină; *10,11,12-* tanc de depozit combustibil marin greu; *13-* tanc de decantare motorină; *14-* tanc de decantare **combustibil** marin greu; *15-* tanc de **colectare** prea-plin din tancurile de combustibil. *Pp* - puntea **principală**.

Bibliografie

[1]. Costică Alexandru — Mașini și instalații navale de propulsie
Editura Tehnică, București, 1991

[2] Costică Alexandru — Mașini și instalații navale de propulsie vol.I
Universitatea din Galați, 1976

[3] C.A. Vasilescu ș.a. — Corelațiile dintre combustibilul lichid și motorul cu ardere internă
Editura Academiei, București, 1972

[4] Gh. Dumitru — Motoare cu ardere internă vol. I
Universitatea din Galați, 1987

[5] Gh. Uzunov, I. Dragomir — îndrumătorul ofițerului de navă
Editura Tehnică, București, 1983

[6] *** — Documentația instalațiilor de la bordul navelor B K 65.000 tdw

[7] *** — Documentația instalațiilor de la bordul navelor TK 150.000 tdw

8

SEPARATOARE CENTRIFUGALE

8.1. Generalități

Pentru pregătirea unor cantități importante de combustibil greu necesar consumului zilnic al motoarelor principale, consum ce poate atinge valori de 20 ÷ 100 t sau mai mult, la motoarele principale ale tancurilor petroliere, sunt necesare instalații corespunzătoare acestui scop.

Instalațiile de pregătire a combustibilului greu la bord, pe lângă celelate elemente componente cum sunt tancurile de combustibil, tancurile de decantare, serviciu, pompele de transfer, încălzitoarele ș.a. au ca element component principal separatorul centrifugal.

Scopul operației de separare centrifugală este de a îndepărta din masa amestecului eterogen - combustibil sau ulei - acele faze a căror prezență periclitează buna funcționare a instalațiilor de forță cura sunt motoarele și căldările de la bord. Se urmărește în principiu îndepărtarea apei și a diferitelor impurități existente într-un amestec eterogen.

8.2. Principii de funcționare

Separarea centrifugală se realizează prin intermediul unui câmp de forțe create la nivelul camerei de separare a separatorului. Aceasta are forma unui vas florentin - folosit la decantarea gravitațională continuă - dar rabatat la 90° și care se află în mișcare de rotație în jurul axei verticale X - X (fig.8.1).

Separarea amestecului eterogen în fazele sale componente apare ca urmare a diferențelor de greutăți specifice, sau pe baza forțelor de frecare apar la nivelul spațiilor interstițiale dintre talerele separatorului.

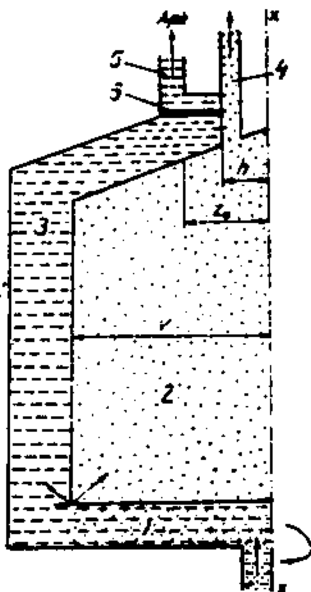


Fig. 8.1. Camera de separare a separatorului:
1 - intrare amestec eterogen; *2* - fază ușoară separată; *3* - fază grea (apă, impurități); *4* - evacuare fază ușoară (ulei, combustibil separat); *5* - calea de evacuare a fazei grele; *6* - diafragma de reglare (disc gravitațional).

Suprafața de separație dintre fazele

componente aflate la distanța r față de axa X • X va oscila apropiindu-se sau depărtându-se de aceasta - după cura raportul dintre greutatea specifică a fazei grele (apa) și a fazei ușoare (combustibilul separat) crește sau se micșorează. De aceea pentru o bună separare trebuie ca valoarea z_0 să corespundă liniei de demarcație dintre cele două componente.

Pentru asigurarea unei bune separări în cazul combustibilului greu sunt aplicate două operații disticte și anume: purificarea și clarificarea.

Purificarea este operația ce constă în separarea integrală a apei și a particulelor de impurități mecanice grosiere ce se separă pe baza diferențelor de greutăți specifice a amestecului eterogen introdus sub acțiunea fiorțelor centrifuge.

Clarificarea este operația de purificare a restului de impurități - acelor de dimensiuni reduse - aflate în camp centrifugal, pe baza forțelor de frecare ce apar între talere.

Purificarea și clarificarea constituie două operații ale procesului unic de separare centrifugală și pentru aceasta se folosesc de regulă două separatoare cuplate în serie. După ce combustibilul greu a fost supus operației de separare el este introdus într-un al doilea separator având rol de clarificator.

Se poate realiza și numai operația de purificare - fără o clarificare ulterioară - dar rezultatele sunt calitativ inferioare: în combustibilul separat se vor mai afla acele impurități de dimensiuni reduse care nu s-au desprins pe baza diferențelor de greutăți specifice.

8.3. Alegerea corectă a discului gravitațional

O separare corectă se poate realiza prin adaptarea unei valori corespunzătoare a discului gravitațional (diafragmei de reglare) la caracteristicile combustibilului ce urmează a fi separat și la valoarea temperaturii de separare. Prin alegerea corectă a diametrului interior al discului gravitațional se asigură ca linia de demarcație dintre cele două faze - apă și combustibil - sub forma unei suprafețe cilindrice, să corespundă zonei găurilor practicate în talerele de separare. Pentru aceasta orice agregat de separare este livrat cu un set de discuri gravitaționale având aceeași valoare a diametrului exterior și valori diferite ale diametrului interior, stanțate pe fiecare disc în parte.

Determinarea valorii corecte a a diametrului interior al discului gravitațional se poate face analitic, din tabele, din diagrame sau prin încercări succesive.

8.3.1 Determinarea analitică

Asupra zonei de separare între lichide acționează două forte și anume: - o forță centrifugă datorită masei de ulei - F_u și o forță centrifugă datorită masei de apă - F_u (fig. 8.2).

Modul de acțiune al celor două forțe poate fi asimilat cu acțiunea a două forțe care se exercită într-un sistem de vase comunicante (fig. 8.3).

Ecuația de echilibru a celor două forțe pe suprafața laterală a cilindrului de separare este $F_u = F_a$.

Dar.

$$F_u = m_u\omega^2 R_{um} = \rho_u V_u \omega^2 R_{um} = \rho_u \frac{\pi}{4}\left(d_s^2 - d_u^2\right)h_u \frac{d_s - d_u}{2}\omega^2 \qquad (8.1)$$

și

$$F_a = m_a\omega^2 R_{am} = \rho_a V_a \omega^2 R_{am} = \rho_a \frac{\pi}{4}\left(d_s^2 - d_a^2\right)h_a \frac{d_s - d_a}{2}\omega^2 \qquad (8.2)$$

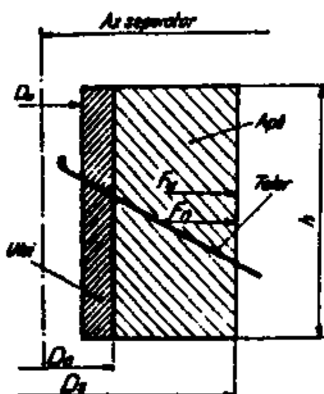


Fig. 8.2. Acțiunea forțelor centrifugale asupra zonei de separație între lichide

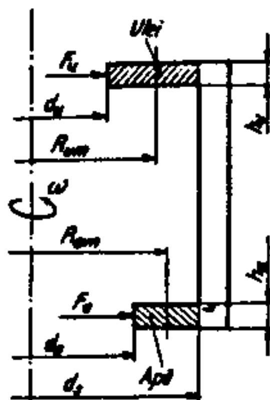


Fig. 8.3. Acțiunea forțelor centrifuge create de masa apei și a uleiului.

Din egalitatea celor două forțe rezultă, după simplificări:

$$\rho_u h_u \left(d_s^2 - d_u^2\right) \mathrm{K} - d_u\big) = \rho_a h_a \left(d_s^2 - d_a^2\right)\left(d_s - d_a\right) \tag{8.3}$$

Deoarece $d_s >> d_a$, $d_s >> d_u$, $d_u \approx d_a$ se poate considera cu o bună aproximație:

$$d_s - d_u \approx d_s - d_a$$

De asemenea se poate considera $h_u = h_a$ deci relația (8.3) devine:

$$\rho_u\left(d_s^2 - d_u^2\right) = \rho_a\left(d_s^2 - d_a^2\right) \tag{8.4}$$

Singurul element care variază în această formulă este d_a (diametrul discului gravitațional).
Explicitând valoarea lui d_a din relația (8.4) se obține:

$$d_a = \sqrt{d_s^2 - \frac{\rho_u}{\rho_a}\left(d_s^2 - d_u^2\right)} \quad \text{sau} \quad d_a = \sqrt{d_s^2 - \frac{\gamma_u}{\gamma_a}\left(d_s^2 - d_u^2\right)} \tag{8.5}$$

Cu ajutorul formulei anterioare se poate determina diametrul discului gravitațional cunoscând parametrii constructivi ai separatorului (d_u ; d_s) și greutățile specifice ale **combustibilului** și apei la temperatura de separație.

Având în vedere că **temperatura** optimă de separație este cuprinsă între 40° C și 70° C se poate considera $\rho_a = const$; densitatea uleiului **(combustibilului)** se calculează cu ajutorul formulei (8.6).

$$\rho^t = \frac{\rho^{15}}{1 + \beta\Delta t} \tag{8.6}$$

unde:

ρ^t - densitatea combustibilului la temperatura de încălzire /;

ρ^{15} - densitatea combustibilului la temperatura de 15° C;

β - coeficient de dilatare al combustibilului, $\beta = 684 \cdot 10^{-6}\ grd^{-1}$;

$\Delta t = t_i - 15°$ diferența de temperatură dintre temperatura de încălzire și temperatura de 15° C.

8.3.2 Alegerea discului gravitațional cu ajutorul diagramelor.

Firmele constructoare livrează în instrucțiunile de exploatare și diagrame care permit personalului care lucrează cu agregatul, o alegere corectă a discului gravitațional adecvat. Astfel, firma DeLaval pune la dispoziție diagrama din figura 8.4.

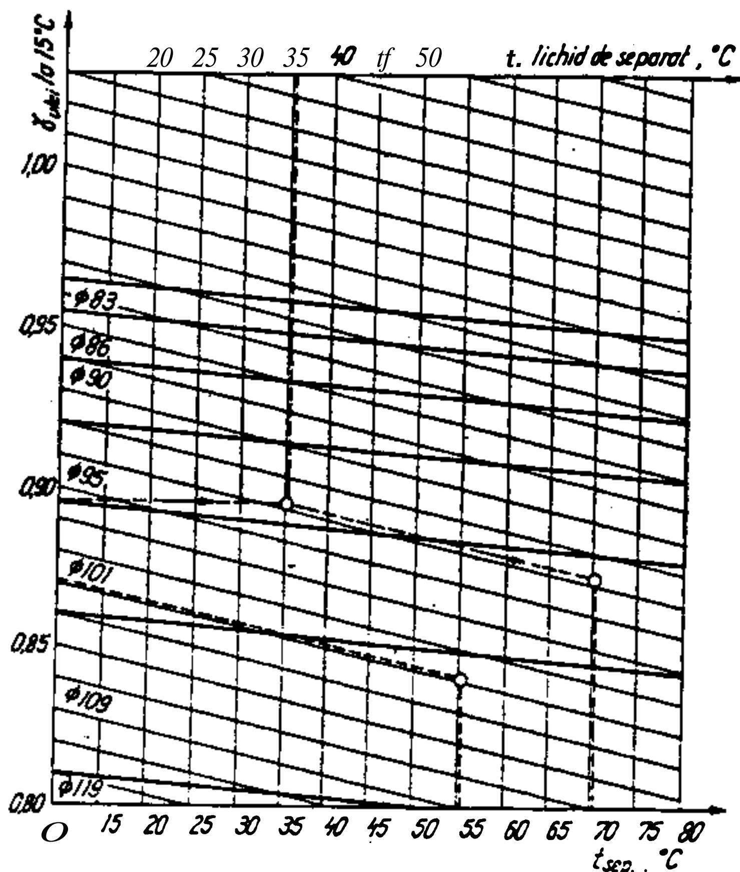


Fig. 8.4. Diagrama pentru alegerea discurilor gravitaționale.

Folosirea acestei diagrame este foarte simplă și poate fi prezentată prin două exemple:

a. Se cunosc: γ_{ulei} = 0,87 la 15° C: t_{sep} = 130° F (55° C).

Se introduc în diagramă cele două date cunoscute și la intersecția liniilor punctate se obține un punct. Acest punct cade în zona marcată 109. Acest lucru înseamnă că trebuie să se folosească discul stanțat cu 109.

b. Se cunosc: γ_{ulei} = 0.895 la 35° C: t_{sep} = 158° F (70° C).

Modul de lucru în acest caz se poate observa tot în fig. 8.4. pe liniile întrerupte. Se observă că, în această situație, trebuie folosit un alt disc și anume cel stanțat cu 101.

Metoda diagramelor este rapidă și comodă, însă rezultatele cele mai bune se obțin cu metoda prezentată în continuare.

8.3.3 Selectarea prin încercări succesive.

Deoarece în practică în condițiile bordului nu se poate determina exact greutatea specifică a amestecului de apă, ulei, sedimente, necunoscând nici proporția componentelor din amestec și nici greutatea lor specifică, se recurge la metoda încercărilor succesive. Prin această metodă se fac teste separate folosind dimensiuni din ce în ce mai mari. până ce apare ulei sau combustibil în racordul de evacuare a reziduurilor.

în acest moment, se oprește separatrea și se revine înapoi cu o dimensiune. De exemplu, folosind discurile 109, a apărut ulei la evacuarea reziduurilor. Discul adecvat este deci cel marcat 101. Evident, în cursul acestor teste, toți ceilalți parametrii care influențează procesul de separare (temperatura amestecului, temperatura apei de spălare, cantitatea apei de spălare) trebuie menținuți constanți pentru a nu influența rezultatele.

Metoda descrisă mai sus este cea mai bună, deoarece reușește, așa cum s-a arătat, să țină seama de toți factorii aleatori care apar în procesul separării.

Indifirent de modalitatea separării diametrului discului gravitațional se va alege din setul existent valoarea cea mai apropiată.

Se recomandă ca verificarea corectitudinii alegerii discului gravitațional să fie realizată experimental prin demontarea separatorului și analiza poziției cilindrului de separație față de găurile din talerele separatorului (fig. 8.5).

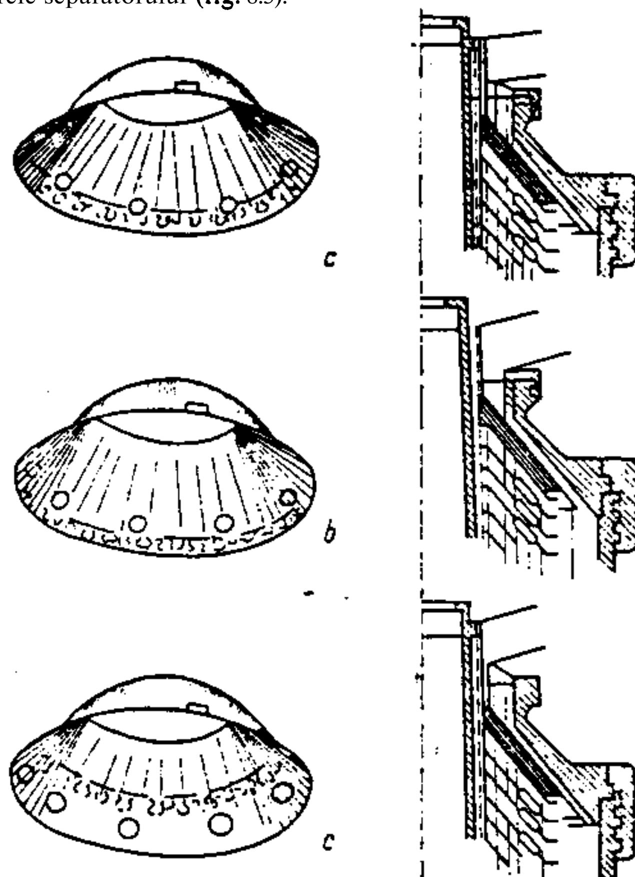


Fig. 8.5. Verificarea practica a discului gravitațional:
a - disc corect ales; *b* • disc larg; linia de separație trece în afara găurilor.
c - disc îngust; linia de separație trece în interiorul găurilor

Dacă diametrul cilindrului de separație este mai mic ca diametrul de bază al găurilor, se va alege un disc gravitațional cu diametrul mai mare sau se va micșora temperatura de separație.

Dacă diametrul cilindrului de separație este mai mare ca diametrul de bază al găurilor, se va alege un disc mai mic sau se va mări temperatura de separație. Dacă nu se poate obține o poziție corectă a diametrului de separație, ca regulă generală, este preferabilă prima situație pentru a elimina pierderile nedorile de ulei (combustibil), apa fiind eliminată prin reciclarea un timp mai îndelungat a uleiului (combustibilului) prin separator.

8.4. Elementele componente ale unui separator

Un separator este alcătuit din următoarele părți componente:
- carcasa cu postamentul ei:
- sistemul mecanic de antrenare (angrenaj melc-roată melcată):
- motorul electric de antrenare:
- cupa de separare cu anexele sale, discurile gravitaționale:
- sistemul de distribuție al apei de lucru:
- sistemul de distribuție al fuidului de lucru, inclusiv pompa sau pompele aferente:
- aparatura de măsură și de control (manometre, vacuumetre, tahometre, termometre).

În figura 8.6 este prezentată, în mod schematic, instalația aferentă a unui separator de combustibil. Se pot observa pe această figură, sitemele care asigură buna funcționare a procesului de separare cum sunt: încălzitoarele de apă, încălzitoarele de ulei sau de combustibil, filtrele mecanice, tancurile de reziduuri, tubulatura aferentă împreună cu valvule, robineți etc.

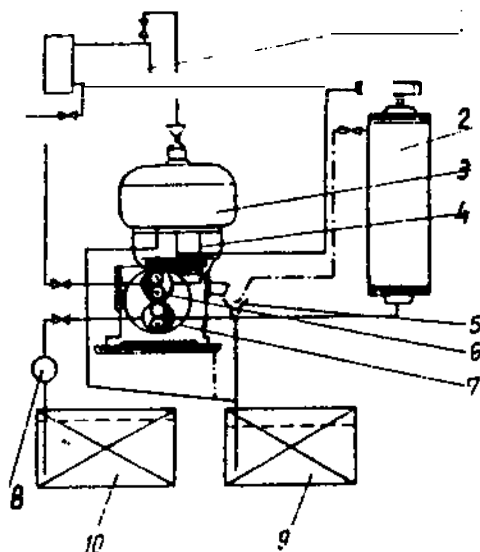


Fig. 8.6. Componența unei instalații de separare:
/ - încălzitor apă; *2* - încălzitor ulei; *3* - separator, *4* - refulare ulei separat; *5* - refulare reziduri și apă; 6 - pompă refulare ulei separat; *7* - pompă circulație ulei murdar, *S* • filtru mecanic; 9 - tanc reziduri și apă murdară; *10* - tanc ulei murdar.

Din punct de vedere constructiv un separator este fabricat din materiale de bună calitate, în general din oțeluri aliate cu procent mare de Ni și Cr, adică oțeluri inoxidabile.

Astfel, discurile gravitaționale, sunt executate prin ambutisare din tablă de oțel inoxidabil 18Cr 8Ni. Discurile sunt livrate în seturi, în funcție de greutățile specifice ale lichidelor de tratat. Ele sunt prelucrate cu precizie mare, suprafețele lor fiind finisate îngrijit. Calitatea suprafețelor, unghiul de înclinare, precum și dimensiunile găurilor practicate în ele sunt parametrii determinanți ai procesului de separare.

Partea superioară și cea inferioară a cupei de separare este executată din oțel inoxidabil de bună calitate supus unui tratament termic de călire în ulei, urmat de o revenire și răcire în aer.

Celelalte părți expuse coroziunii sunt executate din oțel de bună calitate placat cu

oţel inoxidabil 18Cr 10Ni 2Mo. Restul părţilor componente sunt protejate prin stanare sau plumbuire în băi calde. Carcasa şi postamentul sunt executate din fontă, iar capacul din aliaj uşor.

Datorită condiţiilor grele de lucru, vibraţii, şocuri la pornire şi în timpul funcţionării normale, centre de greutate care îşi modifică poziţia, în special în condiţiile severe ale unei mări montate, axul principal de antrenare este montat într-un sistem de lagăre care are posibilitatea de a oscila liber. Acest sistem de lagăre este compus din rulmenţi de precizie, dispuşi astfel:

- la partea superioară a axului, un lagăr radial fixat într-o montură specială, prevăzută cu arcuri spirale din otel; rulmentul preia eforturile radiale, în timp ce arcurile au rolul de amortizare a şocurilor şi a vibraţiilor pe direcţie radială;
- la partea inferioară două lagăre, un rulment axial şi un rulment axial-radial, de tip oscilant, cu două rânduri de bile. Pentru a preveni şi amortiza oscilaţiile pe direcţia axială, rulmentul axial se sprijină la partea sa inferioară, pe un sistem de amortizare cu arc. Tot acest sistem, de suspendare a axului principal de antrenare, conferă sistemului un înalt grad de fiabilitate.

Pe axul principal de angrenare se află melcul angrenajului de tip melc-roată melcată. în funcţie de tipul separatorului, acest melc poate să facă corp comun cu axul separatorului sau poate fi sub forma unei piese separate, montate pe axa şi solidarizată cu acesta prin intermediul unui ştift elastic. Evident, a doua soluţie constructivă este mai comodă, din punctul de vedere al întreţinerii. în fig. 8.7 este prezentat sistemul de lagăre al axului principal. La partea superioară a axului este prevăzut un sistem de etanşare foarte eficace, sub formă de labirint. Această etanşare previne pătrunderea apei sau a reziduurilor în baia de ulei care asigură ungerea angrenajului mecanic.

Baia de ulei o constituie chiar partea inferioară a carcasei. Nivelul de ulei, menţinut la cota stabilită de către constructor, asigură o bună ungere a angrenajului melc-roată melcată, prin imersia roţii melcate circa 1/3 în ulei. De asemenea lagărul inferior, fiind complet scufundat în baia de ulei, beneficiază de o ungere şi o răcire eficientă. Lagărul superior, mai puţin încărcat, este uns prin împroşcare cu ulei de către roata melcată. Baia de ulei este prevăzută cu o sticlă de nivel, pentru controlul operativ al nivelului de ulei în baie precum şi o gură de umplere.

Tot în baia de ulei este montat şi angrenajul tahomentrului, indicatorul acestuia, sub forma unui disc rotitor sau a unui turometru, fiind plasat în exteriorul carcasei.

Aşa cum s-a arătat, separatorul este antrenat de un motor electric. De remarcat că la alegerea puterii motorului electric de antrenare se ţine cont de faptul că perioada de pornire presupune un consum sporit de putere. După ce separatorul a atins turaţia de regim, consumul de putere scade cu circa 1/3. Dacă motorul electric se alege de o putere corespunzătoare puterii consumată în perioada de start, se asigură o mare fiabilitate, deoarece în timpul funcţionării normale, va fi încărcat doar la 2/3 din capacitatea sa.

Transmiterea mişcării de la motorul electric la roata melcată se face prin intermediul unui cuplaj cu fricţiune. Această soluţie constructivă asigură o pornire lină a separatorului şi oferă o protecţie eficientă contra suprasarcinilor în angrenajul mecanic al motorului electric sau în reţeaua electrică.

Pompele de combustibil sunt de tipul cu roti dinţate si. în funcţie de rolul pe care îl au, pot fi folosite pentru alimentarea sau pentru descărcarea separatorului.

Separatoarele pot fi echipate cu una sau două pompe. Aceste pompe sunt agrenate de motorul electric al separatorului şi evident la dimensionarea motorului electric trebuie ţinut seama de puterea consumată de ele. încălzitoarele de combustibil şi apă sunt folosite ca elemente auxiliare ale instalaţiei de separare. Pentru o separare eficientă prezintă o importanţă deosebită dimensiunile discurilor gravitaţionale şi temperatura fluidelor de lucru.

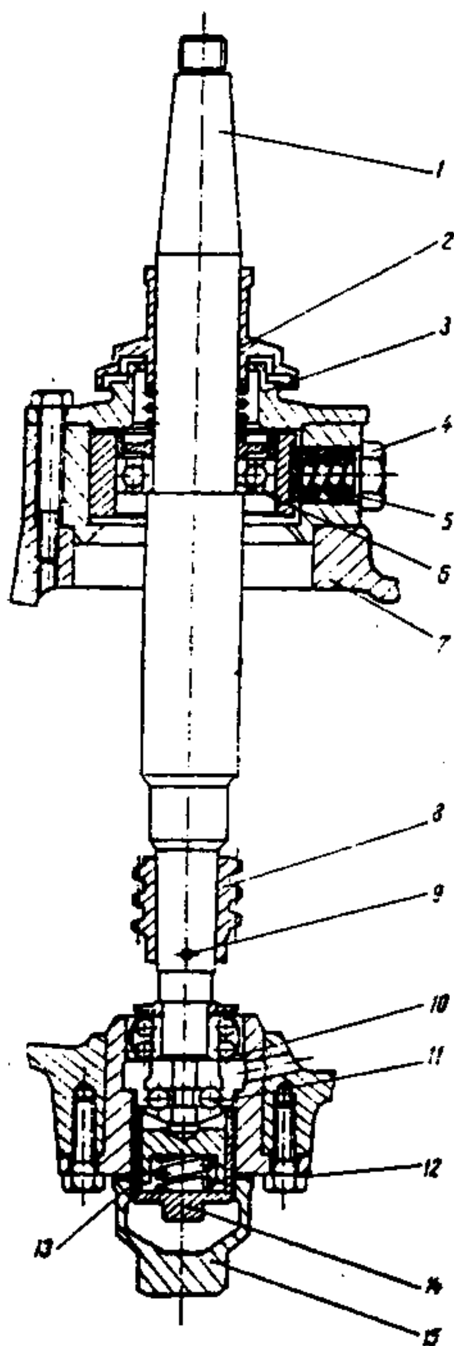


Fig. 8.7 Axul vertical al separatorului: / • zona talerelor; *2.3* - piese etanşe; *4* - şurub de reglaj al tensionării resortului; *5.6* - rulment; *7* - carcasa separatorului; *8* - manşon melcat; 9- ştift; *10.11* - rulmenţi; *12* -resort; *13.14* - elemente pentru reglagul tensionării; *15* - capac de siguranţă.

Pentru a aduce la valori optime temperatura apei şi a fluidului de separat se folosesc încălzitoarele. Din punct de vedere constructiv, încălzitoarele nu prezintă particularităţi deosebite putând fi electrice, sau cu aburi.

întregul subansamblu vertical - ax, tambur (cupă, oală) cu set de talere, distribuitor etc. este echilibrat dinamic, iar deplasarea centrului de greutate al acestuia duce la apariţia vibraţiilor în ansamblul separatorului.

Pentru a se păstra echilibrul dinamic, după o demontare a separatorului este necesar ca remontarea să se facă cu respectarea tuturor marcajelor făcute de constructor pe elementele subansamblului vertical.

8.5. Purificarea şi clarificarea la un separator fără autodescărcare

Pentru înţelegerea proceselor reale care au loc într-un separatror, se fac referiri în continuare la fig. 8.8, care reprezintă o secţiune axială schematică printr-un tambur de separare. Fig. 8.9, prezintă, la o scară mărită, zona discurilor de separare. Pe această schemă au fost trasate şi direcţiile de curgere ale diferitelor lichide în zona de separare.

După ce separatorul a fost pornit şi a ajuns la turaţia de regim, tamburul de separare este umplut cu apa. Acest aport de apă, la începutul separării, este necesar deoarece funcţionarea corectă a tamburului în procesul de purificare necesită existenţa unui lichid de etanşare în spaţiul de reziduuri, înainte de admiterea uleiului de tratat; dacă nu s-ar introduce apă în interiorul cupei, uleiul admis ar fi refulat, în exterior, prin spaţiile prevăzute pentru evacuarea apei murdare. După ce tamburul s-a umplut cu apă, preferabil la aceeaşi temperatura cu cea a uleiului, se începe introducerea uleiului pe la partea superioară a tamburului.

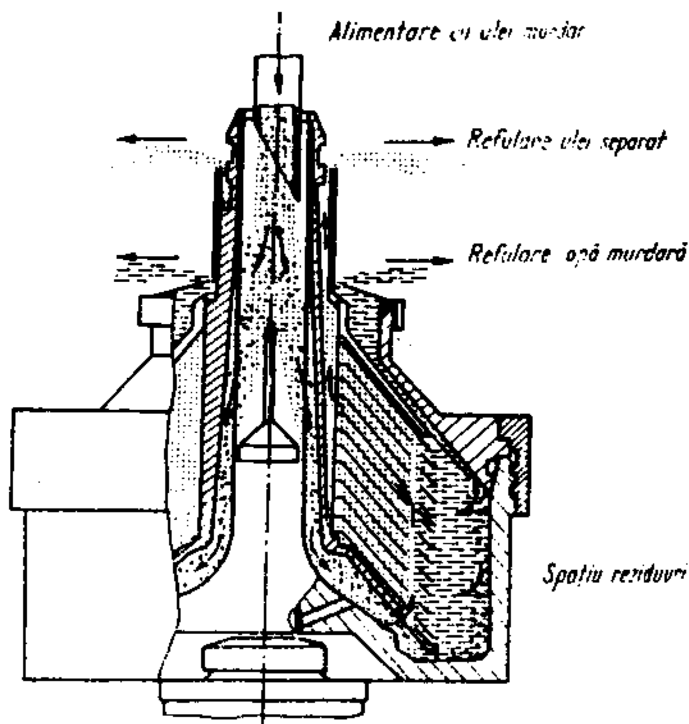


Fig. 8.8 Secțiune prin tamburul separatorului.

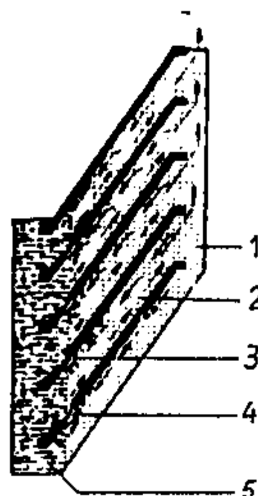


Fig. 8.9 Curgerea lichidului între talerele separatorului.
1- curgere ulei curat; 2- zonă ulei curat; *3*- curgere apă și reziduuri; *4*- găuri practicate în discuri în zona de separare; *5*- apă murdară și reziduuri solide.

Uleiul dislocuieste o cantitate de apă din cupă, până ce se stabilește un anumit nivel și o anumită zonă de separație între apă și ulei. S-a arătat că acesta zonă este verticală, iar poziția ei față de axa de rotație este dată de raportul greutăților specifice ale lichidelor prezente în tambur. Este esențial, pentru procesul de separare, ca acesta zonă să fie în dreptul găurilor existente pe discurile de separare. Forța centrifugă divide amestecul într-o componentă ușoară, purificată, care se mișcă de-a lungul suprafeței inferioare a discurilor, către spațiul de reziduuri.Unghiul corect de înclinare a discurilor si suprafața lor bine șlefuită, permit reziduurilor solide să se miște ușor către spațiul de reziduuri. Această mișcare produce simultan și o autocurățire a discurilor.

Uleiul purificat precum și apa scoasă din ulei sunt descărcate, în mod separat, prin tubulaturi independente, în tancurile respective. Reziduurile solide rămân în spațiul de reziduuri al cupei, sub forma unor depuneri pe pereții verticali ai acesteia.

în procesul de purificare, este recomandat adaosul de apă curată, la aceeași temperatură cu cea a uleiului. Prin adaosul de apă, particulele ușoare, precum și urmele acide foarte dăunătoare, sunt spălate și evacuate din separator, odată cu apa murdară. Acest mod de lucru, permite o mărire a intervalului de timp între două spălări și două demontări succesive ale separatorului, precum și scăderea riscului de coroziune.

Procesul de clarificare se deosebește de cel de purificare prin faptul că majoritatea impurităților care trebuie separate sunt solide. în acest scop, se folosește același tambur și același set de discuri ca la purificare. Singura deosebire este aceea că la partea superioară a tamburului se montează un inel de etanșare care închide orificiul de evacuare a apei murdare (fig. 8.10); de asemenea nu mai este necesară introducerea apei de etanșare a tamburului la începutul operațiunii de separare, de data aceasta etanșarea fiind executată mecanic prin inelul amintit. în rest, procesul de clarificare decurge în mod identic cu cel de purificare,

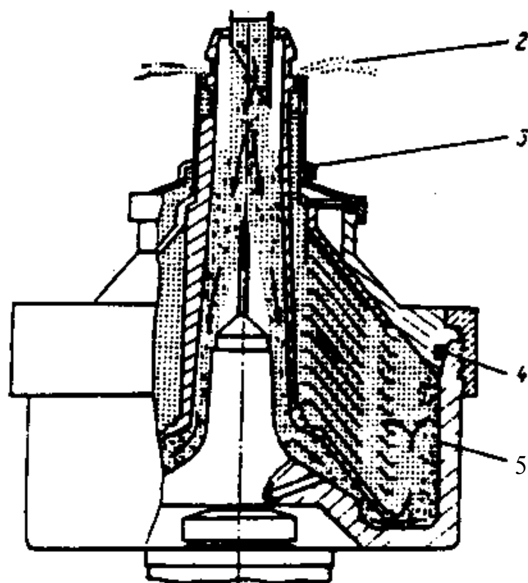


Fig. 8.10 Circulația fluidului în tamburul clarificator:
1 -alimentarea cu amestec eterogen; *2* - refulare fazi (ulei, combustibil) separată; *3* - inel de etanșare a cupei; *4* - garnitură de etanșare a cupei; f - spațiu de reziduuri.

reziduurile solide fiind adunate în spațiul de reziduuri, iar uleiul clarificat fiind refulat în exterior.

în fig. 8.10, se prezintă schematic direcțiile de mișcare a componentelor separate în interiorul tamburului (oalei) separatorului.

8.6. Separatorul cu autodescărcare

Separatoarele fără autodescărcare. la care curățirea camerei de separare se face manual, sunt eficiente în cazul în care conținulul de impurități solide al lichidului de separat este relativ mic. în cazul în care acest conținut este mare, separatoarele simple nu mai sunt eficiente deoarece spațiul de reziduuri se umple foarte repede și instalație trebuie oprită în mod frecvent pentru curățire. Separatorul cu auto decărcare oferă o exploatare continuă. deoarece principiul său de construcție permite descărcarea reziduurilor în mod periodic în timp ce tamburul (cupa) se rotește cu turația sa nominală. în acest mod. timpii morți, necesari spălării manuale a separatorului sunt eliminați. Acest aspect al economiei de timp este deosebit de important în cazul exploatării separatoarelor la bordul navei.

8.6.1. Principiul de funcționare

Din punctul de vedere al procesului de separare, funcționarea separatoarelor cu autodescărcare, este similară cu a separatoarelor simple. Aceste separatoare pot fi folosite atât pentru purificare, cât și pentru clarificare, putând fi adaptate prin schimbarea setului de discuri, pentru tratarea lichidelor cu greutăți specifice diferite.

Diferențe mari apar în modul de construcție al tamburului (cupei). mod care este adaptat de această dată descărcării semiautomate a reziduurilor. în fig. 8.11 este prezentată o secțiune axială schematică printr-un tambur (cupă) cu descărcare semiautomată.

Se observă că la acest tip de separator semicupa inferioară este executată din mai multe repere: /. 2 și *3.* Reperul *1* este fix. solidarizat cu semicupa superioară *4* cu ajutorul piuliței 5. Reperul *3* închide, la partea inferioară. spațiul în care are loc procesul de separare. între reperele *1* și *3* este plasat un piston 2, de o formă adecvată. Acest piston are posibilitatea de a se deplasa în sus sau în jos, în funcție de poziția pe care o ocupă, putând etanșa sau nu spațiul de separare față de exterior. Arunci când este ın poziția inferioară. el deschide ferestrele *6* practicate în semicupa inferioară 1; prin deschiderea acestor ferestre, spațiul de separare comunică cu exteriorul. toate reziduurile solide fiind expulzate datorită forței centrifuge în exteriorul cupei. în acest mod se obține o curățire eficace și operativă a spațiului de reziduuri. Acționarea pistonului 2 se face pe cale hidraulică cu ajutorul apei.

8.6.2. Acționarea hidraulică a descărcării.

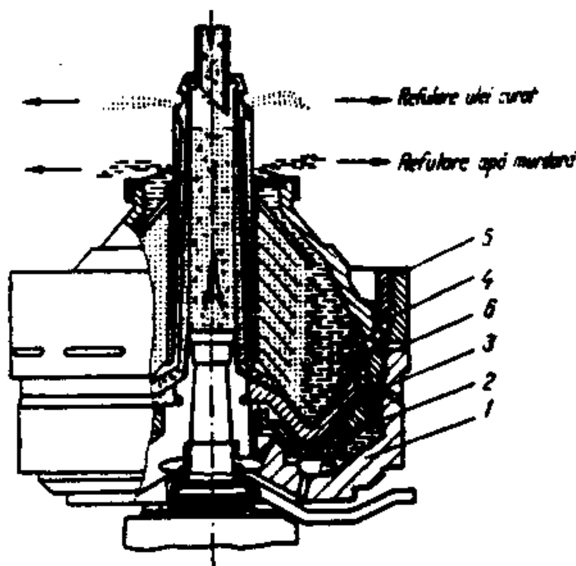


Fig. 8.11 Tamburul separatorului cu **autodescărcare:**
1 - **semicupă** inferioară; 2 - **piston** mobil; *3* - fundul cupei de separare; *4*-**semicupă** superioară; 5 - inel de **asamblare;** *6* - canale de descărcare.

în cele ce urmează, cu ajutorul fig. 8.12 *a, b, c,* se va explica modul de acționare hidraulică a procesului de descărcare.

în fig. **8.12** *a* se observă cupa în procesul de separare. Pistonul mobil 2 este în poziția ridicată, etanșând, în acest fel, spațiul de lucru. Pistonul este menținut în **această** poziție, pe o pernă de **apă,** introdusă la partea sa inferioară. Datorită forței centrifuge, această pernă de apă exercită o forță asupra pereților camerei în care se află. Componenta pe direcția **axială** a acestei **forțe,** menține **pistonul** 2 în poziția sa superioară.

în momentul în care spațiul de reziduuri s-a **umplut** și este necesară evacuarea **sa,** se oprește admisia lichidului de separat din separator. Cu ajutorul valvului de operație se introduce apă în **spațiul** aflat între piston și reperul *3.* **Apa,** care pătrunde în acest spațiu, forțează deplasare în jos a pistonului și **astfel** se deschid ferestrele de evacuare *6.*

În acest **moment,** datorită forței centrifuge, întreg conținutul din spațiul de separare este expulzat în afară. Cu aceasta procesul de curățire a tamburului (cupei) este terminat. Evacuarea **tamburului** (cupei) are loc în 5 - 10 s. Acest proces de evacuare poate fi controlat manual sau automat cu ajutorul unei unități de timp.

în timpul procesului de evacuare se pierd circa 4 litri de apă. Apa necesară acționării pistonului trebuie să fie la o presiune de circa 2 at. Această presiune se realizează în mod diferit în funcție de tipul de separator. Astfel, separatoarele **Westfalia,** folosesc apă sub presiune de la un **hidrofor,** în timp ce separatoarele **DeLaval** au o mică **pompă** centrifugă **montată** sub tambur (cupă) și acționată de acesta.

După ce tamburul (cupa) a fost golit se reia ciclul obișnuit de separare, adică:

- se închide admisia apei de comandă;
- se reface perna de apă care asigură etanșarea tamburului (cupei);
- se introduce apă în tambur (cupă) pentru a reface etanșarea cu lichid a acesteia (numai în cursul purificării);
- se începe admisia în tambur (cupă) a lichidului de tratat;
- se continuă procesul de separare până în momentul unei noi spălări a separatorului.

Tipul de separator descris mai sus este deosebit de convenabil exploatării la bordul navelor **maritime** datorită avantajelor pe care le prezintă:

- continuitatea procesului de separare; datorită faptului că separatorul nu necesită perioade de oprire, afectate curățirii **manuale,** el poate **lucra,** practic, **fără** oprire;
- volumul de muncă afectat întreținerii este mult diminuat;
- modul de construcție se pretează perfect unei automatizări a întregului proces.

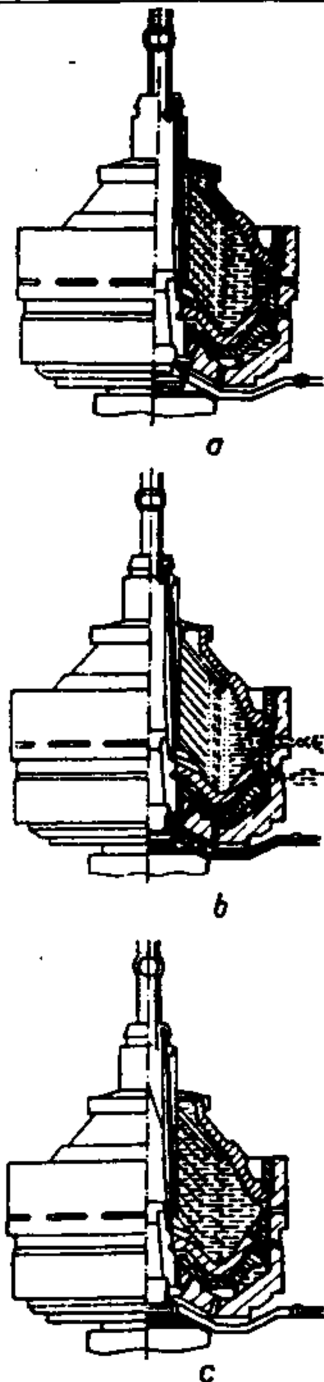


Fig. 8.12 Acționarea hidraulică asupra camerei de separare:
a - admisie ulei (combustibil) este oprită; *b*–deschiderea ferestrelor de evacuare prin coborârea semicupei glisante şi începutul procesului de evacuare: *c* • etanşarea camerei de separare şi începutul admisiei uleiului (combustibili de separat).

8.7. **Automatizarea** procesului de separare

8.7.1 Posibilități de automatizare.

Datorită modului de construcție, separatoarele de combustibil cu aurtodescărcare se pretează la montarea într-o instalație automată. S-a arătat anterior modul de lucru cu un separator cu autodescărcare. S-a putut observa că toate operațiunile de pornire, spălare, oprire, se efectuează prin manevrarea unor valvule. Dacă în locul acestor valvule se plasează valvule electro-magnetice, există posibilitatea ca aceste operațiuni să fie efectuate prin impulsuri electrice. Dacă în această instalație se plasează un aparat capabil să furnizeze impulsurile electrice de comandă în funcție de un program prestabilit, se poate realiza o automatizare completă a procesului. Succesiunea operațiilor, într-o instalație automată de separare a combustibilului, este următoarea:

a) pornirea motorului electric:
b) etanşarea cupei cu ajutorul apei;
c) umplerea cupei cu apă (pentru purificare);
d) admisia combustibilului;
e) oprirea intrării combustibilului în separator;
f) evacuarea combustibilului din cupă;
g) descărcarea și evacuarea reziduurilor;
h) așteptarea (50 secunde pentru descărcarea completă).

Din acest moment ciclul operațiunilor se reia cu începere de la punctul *b*. în cazul în care datorită cantității mari de impurități este necesară spălarea de două ori consecutiv a tamburului (cupei), atunci după punctul *h* se repetă operațiunile ***b***, *c, g, h* după care ciclul se reia cu operațiunea *b*.

8.7.2 **Instalația** de automatizare a proceselor de separare.

Pentru asigurarea funcționării continue îndelungate a separatoarelor și autodescărcarea (autocurățirea) depunerilor din camera de separare (spațiul de separare al cupei), acestea sunt dotate cu instalații automate ce se compun din următoarele elemente principale: un releu de timp (timer) cu programul său, valvule automate comandate electric sau pneumatic, aparatură de avertizare (fig. 8.13).

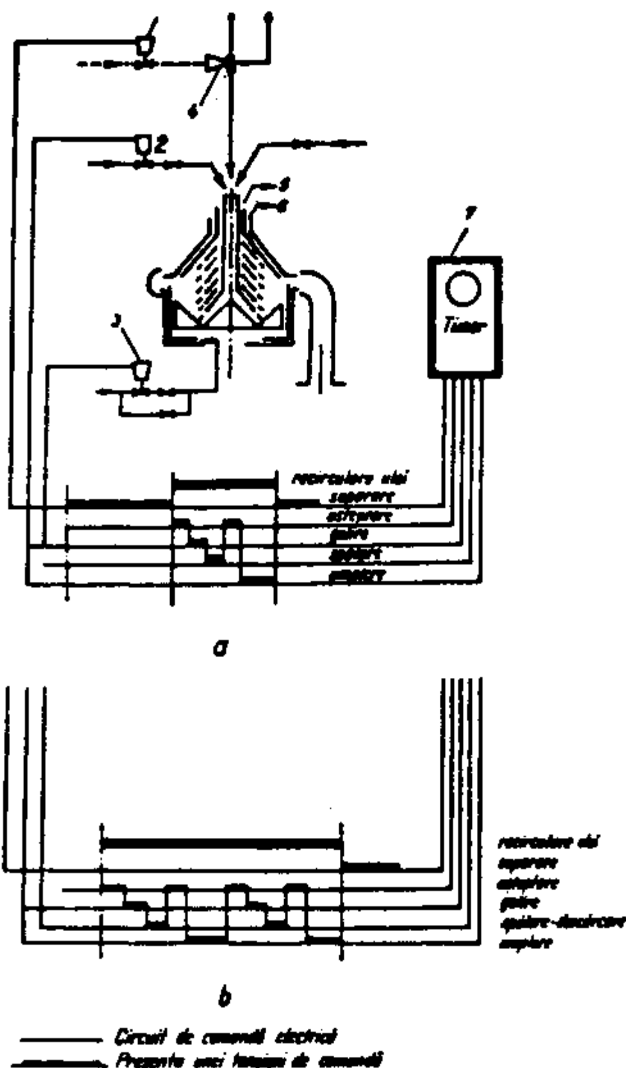


Fig. 8.13 Ciclul automat de separare:
a - spălare simplă; *b* - spălare dublă; *1, 2, 3* - valvule electromagnetice; *4* - robinet cu 3 căi; *5* - tubulatură evacuare ulei; 6 - tubulatură descărcare reziduuri; 7 - releu de timp.

Funcționarea instalației este următoarea: după un interval de timp prestabilit în care separatorul a lucrat, cupa trebuie golita de reziduuri. Valvulă electromagnetică *1* comandată de releul de timp deschide aerul comprimat către robinetul cu trei căi. Acest robinet comandat de aer joacă rolul de by-pass al pompei de alimentare cu ulei a separatorului. Prin deschiderea lui, combustibilul neseparat este recirculat în pompă pe toată perioada de spălare a separatorului. în continuare, releul de timp 7 transmite o comandă către valvulă electromagnetică 2, plasata pe tubulatura de umplere cu apă a cupei. Menținând deschisă pentru un scurt timp aceasta valvulă, apa umple cupa evacuând pe tubulatura *5* uleiul din cupă. în acest fel se face economie de ulei, deoarece în momentul descărcării în cupă nu se vor afla decât apă si reziduuri. După închiderea acestei valvule, releul de timp comandă

deschiderea valvulei *3* care furnizează separatorului apa de comandă a deschiderii **cupei.** Cupa este deschisă, reziduurile și apa fiind **ejectate** în afară pe tubulatura *6 m* tancul de reziduuri. Valvulă *3* este menținută deschisă 10 s, timp suficient golirii separatorului.

Urmează o perioadă de așteptare în care are loc atât **etanșarea**, cât și atingerea **turației** nominale de lucru de către cupa de separare.

în continuare, valvulă 2 este deschisă din nou, cupa este umplută cu apă pentru a reface etanșarea cu lichid a acesteia. Când ciclul este complet, releul de timp comandă închiderea valvulei 2 si a by-pass-ului *4* și astfel combustibilul neseparat este din nou admis în separator.

Succesiunea operațiunilor care formează programul de automatizare se poate vedea în fig. 8.13 *a.*

Dacă din motivele arătate anterior, este necesară spălarea dublă a separatorului, arunci programul de lucru este cel arătat în fig. 8.13 *b.*

Când separatorul **lucrează**, orice anomalie apărută în funcționarea **sa**, ca de exemplu pierderea etanșării și descărcarea combustibilului pe tubulatura de refulare a apei murdare, este semnalizată de către o alarmă luminoasă și **sonoră**. în același timp cu alarma **orce** anomalie sesizată de senzorul *l* (fig. 8.14) are ca efect deschiderea by-pass-ului *4.* în acest mod, pe lângă **alarmă**, instalația de automatizare asigură și o măsură operativă de oprire a admisiei lichidului de separat în separator, împiedicând pierderi nedorite.

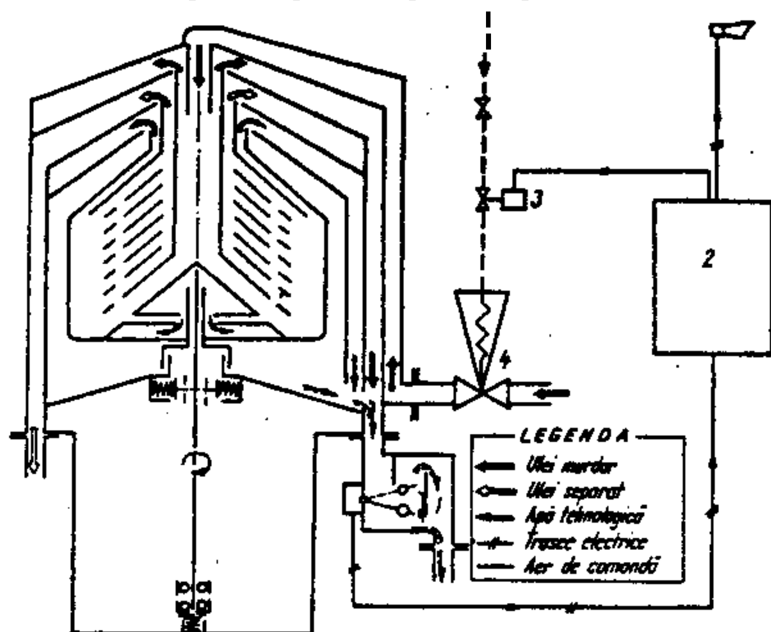


Fig. 8.14 Sistemul de avertizare și blocare a separatorului în cazul unei avarii:
1 - senzor; *2* - tablou electric; *3* - electrovalvulă; *4* - by-pass.

8.8. Reguli de exploatare. Defecțiuni, cauze si remedierea lor

Pentru punerea în funcțiune a separatorului se execută un control prealabil al stării acestuia, se verifică poziția saboților de frână și nivelul uleiului în baza de ulei, după care se pornește motorul electric de antrenare. Se așteaptă un timp până la atingerea regimului turației nominale a tamburului vertical, după care se execută succesiv o serie de operații.

Se manevrează robinetul cu 4 căi, 5 din fig. 8.15, astfel încât apa să curgă pe țeava de preaplin *12.*

Prin această operațiune apa din tancul *1* este admisă pe la partea inferioară a semicupei și o ridică asigurându-se astfel închiderea camerei de separare. în momentul în care sub semicupa inferioară s-a stabilit nivelul optim de apă, surplusul se scurge afară prin țeava de preaplin.

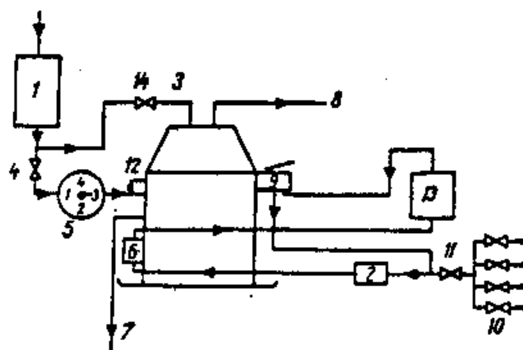


Fig. 8.15 Schema de lucru a instalației de separare:
1 - tanc pentru apă de lucru; 2 - filtru de combustibil; *3* - racord de apă pentru etanșarea cupei; *4* - valvulă de apă pentru robinetul cu patru căi; *5* - robinet cu patru căi; *6*- pompă de aspirație; 7- evacuare reziduuri; *8*-refulare combustibil separai; 9 - robinet by-pass combustibil; *10*-baterie de valvule-aspirație motorină; *11*-valvulă aspirație motorină în separator; *12* - țeava de prea plin; *13*- încălzitor motorină; *14*- valvulă de umplere.

Se trece apoi valvulă de control - robinetul cu 4 căi în poziția *4* și se deschide valvulă *14* prin care apa pătrunde prin racordul flexibil *3* în cupa și o umple. În momentul umplerii, atunci când apa în surplus apare în tubul de evacuare 7 a reziduurilor se închide valvulă *Is.* în acest moment separatorul este gata de lucru, camera de separare fiind așezată față de exterior și în același timp plina cu apă necesară procesului de separare.

Acum se poate acționa robinetul by-pass 9 și motorina, combustibilul greu sau uleiul este admis în separator pentru separare.

După o anumită perioadă de lucru (pentru a descărca reziduurile apărute în urma separării și pentru a spăla separatorul) se manevrează robinetul by-pass 9 pe poziția de by-passare separator, amestecul de separat fiind trimis în aspirația pompei 6.

Odată oprită intrarea amestecului de separat în separator, se acționează asupra valvulei de separație 5 manevrând-o pe poziția *l* în care se întrerupe legătura hidrostatică cu tancul 7, semicupa coboară și se deschid ferestrele de evacuare a reziduurilor din camera de separare. Acest moment este sesizat sub forma unui zgomot înfundat de scurtă durată în care reziduurile sunt centrifugate în interiorul camerei de separare spre tancul de reziduuri.

Se manevrează valvulă de operație pe poziția 2 și se așteaptă 5 - 10 s pentru a se evacua toate depunerile din camera de separare.

După această operațiune se trece valvulă J pe poziția *3* și ciclul se reia.

Pentru oprirea definitivă a separatorului se efectuează operația de descărcare-spălare, valvulă *5* rămânând în poziția 2, după care se oprește motorul și se frânează tamburul.

Intervalul de timp între două descărcări consecutive ale separatorului depinde de conținutul procentual de reziduuri din amestecul de separat. Valoarea acestui conținut procentual fiind greu de stabilit, se procedează la testarea reziduurilor. Dacă reziduul

evacuat este prea fluid, timpul între două descărcări va fi mărit şi invers. Se recomandă ca timpul între două autodescărcări să nu fie prea mare, pentru a evita creşterea spaţiului ocupat de reziduuri în camera de separare ceea ce ar afecta calitatea separării.

La separatoarele fără autodescărcare, la care îndepărtarea depunerilor se face manual este necesar ca, cel puţin o dată la 24 ore de funcţionare, separatorul să fie oprit şi curăţat.

în cazul separării uleiului, temperatura acestuia la intrare în separator trebuie să aibe o valoare cuprinsă între (75 - 82) ° C. Temperatura apei de spălare trebuie să fie cu câteva grade mai mare decât temperatura uleiului.

Uleiurile aditivate nu se recomandă a fi spălate cu apă, deoarece pot fi îndepărtaţi aditivii şi se pot forma emulsii stabile.

Pentru asigurarea unei bune calităţi a separării este preferabil ca separatorul să lucreze la o valoare de (50 - 60) % din debitul nominal şi să asigure funcţionarea în serie a două separatoare: primul funcţionând ca separator, iar al doilea ca clarificator.

Experienţa practică a arătat că se impune obligatoriu stabilirea corectă a discului gravitaţional pentru fiecare nou sort de combustibil ambarcat (în general pentru fiecare amestec eterogen de separat) prin metoda încercărilor succesive.

În tabelul 8.1 sunt date incidentele în funcţionarea separatoarelor şi remedierea lor.

Tabelul 8.1 Incidente în funcţionarea separatoarelor şi remedierea lor

Nr. crt.	Cauze	Remedieri
	1. Tamburul (ansamblul vertical) nu atinge turaţia prescrisă sau o atinge după un timp prea lung de la pornire	
1	Frânele sunt strânse	Se vor slăbi frânele.
2	Şuruburile pentru fixarea tamburului sunt strânse	Vor fi deşurubate şuruburile
3	Motorul nu este racordat bine	Va fi verificată schema de de conectare
4	Suprafeţele de frecare ale saboţilor cuplajului sunt murdare (îmbibate cu ulei)	Se va curăţa suprafaţa de frecare
5	Numărul saboţilor este mic	Se va mări numărul saboţilor
6	Tamburul se afla prea sus şi intră în atingere cu capacul	Se va regla înălţimea tamburului
7	La partea superioară a carcasei batiului s-a acumulat lichid sau impurităţi, datorită cărui fapt tamburul este frânat.	Se va controla: - golirea instalaţiei; - lichidul care trebuie să se scurgă; - se va verifica etanşarea organului de închidere pe aspiraţie; - se va curaţi partea superioară a carcasei batiului.

2. Turaţia separatorului **descreşte** în timpul funcţionării

8	Suprafeţele de lucru **ale saboţilor s-au** îmbâcsit cu ulei	Se vor curăţa suprafeţele de lucru
9	Scade tensiunea de alimentare de la reţea	Se va controla **valoarea** tensiunii reţelei
10	Scade turaţia electromotorului de antrenare	Se va verifica motorul

3. Tamburul atinge prea **repede** (/ < **3'**) turaţia prescrisă; valoarea curentului de pornire este foarte mare

11	Au fost montaţi prea **mulţi** saboţi **de** cuplaj (se va avea în vedere că **saboţii** noi **antrenează** mai bine după mai **multe** porniri)	Numărul saboţilor se va **reduce** la 2 sau 3, ţinând cont **de** o repartizare uniformă a saboţilor

4. Separatorul funcţionează cu trepidaţii

12	Impurităţile îndepărtate prin **centrifugare** s-au depus în mod **neuniform** în tambur	Se va **demonta** şi curaţi tamburul
13	**Tamburul** este asamblat incorect sau asamblat cu elemente provenind de la **tamburi** diferiţi	Tamburul va fi asamblat corect: - se va controla numărul **talerelor**; - se va adăuga la nevoie un taler de rezervă.
14	Lagărele cu bile (rulmenţi) sau elemente de angrenare **uzate**	Elementele deteriorate vor fi înlocuite
15	Tamburul dezechilibrat din cauza avarierii	Tamburul va fi expediat firmei furnizoare pentru **reparaţie.** Nu **se admite** nici o reparaţie la tambur cu mijloace **proprii;** nu se **admit** lucrări de sudare sau lipire fiind vorba **de** oţeluri **speciale** cu grad mare **de** aliere

5. Sistemul de operaţie funcţionează nesatisfăcător (închiderea şi deschiderea cupei). Semicupa glisantă închide fără acţionarea valvului de operaţie pe poziţia 3 - 4 sau nu închide, deşi a fost acţionată valvulă de operaţie

16	Cupa nu se închide (semicupa glisantă)	Verificarea garniturii **circulare** laterale: - verificarea canalelor de pătrundere a apei de operaţie: - verificarea tancului presiunii hidrostatice; - starea de curăţire a canalelor **apei de** operaţie; - dacă garniturile **sunt** în perfectă stare.

6. Rezultatele separării nu sunt normale (la nivelul celor standard)

17	Viteza de rotație prea mică	Verificarea stării ferodourilor: - verificarea frânei (să fie slăbită); - verificarea valvulei presiunii constante; - reducerea timpului între două descărcări succesive.
18	Spațiul de reziduuri din oala este plin	Se golește spațiul de reziduuri

7. Combustibilul este deversat odată cu apa.

19	S-a întrerupt coloana de lichid de amorsare	- Se verifică cantitatea apei; - se verifică garnitura discului gravitațional.
20	S-a schimbat temperatura de separare	Garnitura de etanșare a oalei inferioare sau muchia oalei inferioare deteriorate.

Bibliografie

[1] Gh. Uzunov, L Dragomir — îndrumătorul ofițerului de navă
Editura Tehnică, București, 1983

[2] *** — Documentația instalațiilor de la bordul navelor BK 65.000 tdw

[3] *** — Documentația instalațiilor de la bordul navelor TK 150.000 tdw

[4] *** — MOPX 205 and 207 Separation Systems
Alfa Laval Marine & Power
Sweden, 1991

[5] *** — Supplement- MOPX Separations Systems for mineral oils
Alfa Laval Marine & Power
Sweden, 1993

9

INSTALAȚII DE STINGERE A INCENDIILOR

9.1. Generalități

Apariția incendiului la bordul navei este una din cele mai frecvente avarii ce poate apare pe mare. De altfel un incendiu poate apare:

-în timpul construcției navei;

-în timpul staționării la cheu;

-în timpul reparațiilor;

-în timpul marșului.

Apariția unui incendiu este cauzată de existența simultană a trei elemente, care se încadrează în așa numitul triunghi al focului. Acestea sunt:

-materialele combustibile;

-temperatura de aprindere;

-oxigenul.

Este suficient ca unul din elemente să lipsească pentru ca incendiul să nu mai apară.

Din triunghiul focului rezultă și posibilitatea de a înlătura incendiul, adică:

-înlăturarea materialelor combustibile conținute în corpul navei sau cele ce constituie marfa de transportat (acest lucru se face prin aplicarea normelor ce interzic folosirea anumitor materiale la construcția navei);

-modificarea temperaturii de aprindere, numai că, din păcate, acest lucru nu poate fi făcut: temperatura de aprindere este caracteristică fiecărui combustibil și nu se poate face altceva decât menținerea temperaturii materialelor combustibile sub valoarea temperaturii de aprindere. iar la corpurile aprinse răcirea acestora;

-eliminarea oxigenului. aceasta este singura soluție utilă și eficientă atât în prevenirea, cât și în stingerea incendiilor: în cazul prevenirii substanțele combustibile sunt păstrate într-un mediu lipsit de oxigen ce nu permite apariția focului și nici extinderea acestuia în spațiile respective.

Atâta timp cât sunt in exploatare. navele trebuie să fie dotate cu mijloace de prevenire și stingere a incendiilor. După modul de stingere a incendiilor, acestea pot fi:

-de suprafață;

-volumice.

Instalațiile de stins incendiu de suprafață trimit. la suprafața focarului de incendiu. substanțe stingătoare care răcesc sau opresc alimentarea cu oxigenul din aer a zonei de ardere (ex. instalații de stins incendiu cu apă. cu spumă. etc.).

în grupa instalațiilor volumice de stingere a incendiilor intră acele instalații care umplu volumul liber al încăperii cu substanțe (abur. gaz inert sau spume foarte ușoare) ce înlocuiesc substanțele ce întrețin arderea.

9.1.1. Cerințe ale instalațiilor de stins incendiu

Instalațiile de stins incendiu trebuie să corespundă următoarelor cerințe principale:

-să fie oricând gata de funcționare. indiferent dacă nava se află în staționare sau în marș;

-să nu intensifice prin funcționarea lor arderea;

-să fie sigure în funcționare și să aibă propria vitalitate;

-să acționeze asupra focarului de incendiu astfel încât să excludă posibilitatea reaprinderii;

-să aibă mijloace de acționare locală și de la distanță precum și posibilități de control;

-să nu fie periculoase pentru oameni;

-substanțele stingătoare să nu provoace corodarea instalațiilor și a construcțiilor aferente;

-să nu fie deficitare și să-și mențină proprietățile stingătoare după o depozitare îndelungată.

în afară de aceste cerințe. instalațiile de stins incendiu de la bordul navei sunt dublate întotdeauna cu sisteme de prevenire (avertizare) a incendiilor.

9.1.2. Mijloacele de prevenire (avertizare) a incendiilor la bordul navei

Mijloacele de prevenire (avertizare) a incendiilor la bordul navei sunt clasificate în: pasive și active.

Mijloacele pasive de prevenirea apariției și extinderii incendiilor la bordul navei sunt folosite încă din faza de proiectare și construcție a navei și sunt:

-măsuri luate din proiectarea navei pentru a se evita apariția incendiului;

-amenajările interioare să fie realizate din materiale ignifuge;

-stabilirea traseelor de tubulaturi cu temperatură ridicată să fie flcută astfel încât acestea să treacă departe de materialele combustibile;

-izolarea elementelor din instalațiile navale cu temperaturi ridicate;

-stabilirea unor măsuri de prevenire a incendiilor in cazul apariției unor scurtcircuite electrice la diferitele instalații electrice de bord;

-măsuri ce prevăd stoparea ventilării sau a altor elemente ce ar întreține arderea (incendiul) într-un compartiment.

Utilizarea mijloacelor active de prevenire și extindere a incendiilor la bordul navei se referă la:

-răcirea materialelor combustibile sau izolarea lor de mediul ambiant printr-un strat de gaz inert;

-eliminarea oxigenului din compartimentele ce conţin materiale combustibile prin introducerea gazelor inerte;

-avertizarea echipajului asupra apariţiei unui incendiu.

Ultimele sisteme menţionate sunt obligatorii pentru toate tipurile de nave cu zonă nelimitată de navigaţie şi constă din utilizarea unor traductori care sesizează apariţia incendiului, apoi transmite informaţia la postul central de comandă, acolo unde există, sau la postul central de comandă al instalaţiei de incendiu. în general elementele de avertizare privitoare la apariţia incendiilor se află în compartimentele unde nu există cart permanent şi se folosesc pentru aceasta mai multe tipuri de traductoare.

Cele mai utilizate traductoare pentru instalaţiile de avertizare incendiu sunt: de temperatură, de fum.

Traductoarele de temperatură sunt realizate în două variante constructive:

-maximale - care declanşează la o temperatură maximă;

-diferenţiale - care declanşează la o anumită viteză de creştere a temperaturii.

întrucât temperatura în sine nu este un criteriu suficient de sigur în prevenirea incendiilor, se foloseşte in unele cazuri traductorul de fum care sesizează apariţia incendiului încă din faza când acesta nu atinge o temperatură prea mare.

în acest caz se utilizează celulele fotoelectrice instalate în tubulaturi de diametru 20-30 mm (adesea se folosesc aceleaşi tubulaturi în care se introduce CO_2) prin care se aspiră amestec de aer şi fum din compartimentul navei.

Elementele de avertizare a incendiilor se montează pe navă în compartimentele interesate fiind dispuse în serie, paralel sau mixt.

Cuplarea în serie are dezavantajul că în momentul în care un avertizor sesizează un incendiu, se cuplează alarma, dar nu se poate identifica compartimentul unde a apărut incendiul.

Cuplarea în paralel are avantajul că se poate identifica compartimentul unde a apărut incendiul dar sunt mai complexe. în general schema sinoptică a unei asemenea instalaţii se montează în cabina de comandă. În cazul apariţiei unui incendiu, pe tablou se va aprinde lampa ce simbolizează avertizorul din compartimentul avariat.

Mijloacele de stins incendiu sunt construite având la bază mai multe modalităţi de acţiune:

A - instalaţii de stins incendiu în care stingerea se face prin răcirea obiectelor incendiate (de ex. instalaţii de stins incendiu cu apă);

B - instalaţii de stins incendiu în care stingerea se face prin înlăturarea oxigenului din compartimentul etanş unde se află materiale sau marfă incendiată (de ex. instalaţiile de stins incendiu cu gaze inerte - diferenţiate funcţie de tipul gazului utilizat, instalaţii de stins incendiu cu CO_2, instalaţii de stins incendiu cu lichide volatile - haloni, instalaţii de stins incendiu cu pulberi care la temperaturi mari se vaporizează formând o atmosferă inertă);

C - instalaţii de stins incendiu în care stingerea se face prin izolarea suprafeţelor incendiate cu un strat protector de spumă (de ex. instalaţiile de stins incendiu cu spumă aeromecanică sau chimică).

9.2. Instalaţii de stins incendiu cu apă

Instalaţiile de stins incendiu cu apă se întâlnesc sub două forme:

-instalații de stins incendiu cu jet de apă:
-instalații de stins incendiu cu apă pulverizată.

9.2.1. Instalația de stins incendiu cu jet de apă

Instalația de stins incendiu cu jet de apă este prezentată în figura nr. 9.1.

Pompele *1* aspiră din magistrala de apă de mare a navei. Pompa de avarie se cuplează la circuitul pompelor principale iar debitul ei trebuie să fie suficient de mare pentru a alimenta simultan două guri de incendiu cu diametrul maxim stabilit pentru nava respectivă, dar nu mai puțin de 25 m^3/h, la presiunea corespunzătoare a instalației.

Împrăștierea apei se face cu ajutorul unor duze cu diametrul standard.

Pompa de incendiu de avarie nu este necesară dacă pompele de incendiu și sursele de energie pentru acționarea lor se găsesc în compartimente diferite, astfel încât la izbucnirea incendiului în unul din compartimente, pompele dintr-un alt compartiment vor asigura alimentarea cu apă a magistralei.

Pompele de incendiu, prizele de fiind și sursele de energie vor fi astfel amplasate încât un incendiu izbucnit într-unul din compartimentele etanșe la apă să nu cauzeze ieșirea simultană din funcțiune a tuturor pompelor de incendiu.

Pompele de incendiu staționare vor fi. puse în funcțiune de la o sursă independentă de energie mecanică nefiind admisă transmisia cu curele de la mecanismul de acționare la pompă.

Pompele de incendiu pot fi adaptate și pentru alte nevoi ale navei cu condiția ca nava să fie dotată cu cel puțin două pompe acționate independent, una dintre ele fiind în permanență gata de intrare în funcțiune conform destinației avute.

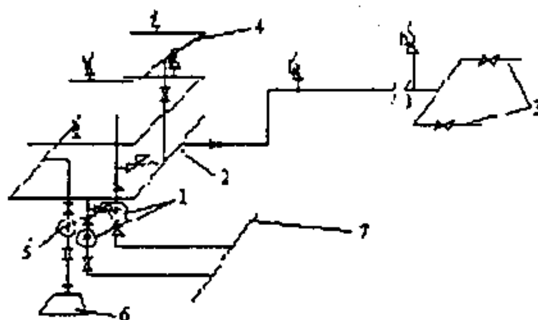


Fig. 9.1. Instalația de stins incendiu cu jet de apă

1-pompe de incendiu; *2*-tubulatura inelară a instalației de stins incendiu; *3*-tubulaturi de spălare a nărilor, *4*-ramificațiile suprastructurii: *5*-pompa de avarie; 6-priză Kingston independentă; 7- magistrala principali de apă de mare.

Pompa de avarie este legată la o priză Kingston independentă și la o sursă de alimentare cu energie de asemenea independentă (adică nu depinde de sursa de energie generată din compartimentul mașini).

Dacă se montează o singură pompă, se admite folosirea ei pentru alte necesități. însă numai pentru o durată scurtă (de ex. pentru spălarea tancurilor, pentru spălarea nărilor de ancoră. etc.).

Pompele sanitare, de balast, de santină și alte pompe de apă de mare pot fi folosite ca pompe de incendiu dacă debitul și presiunea lor corespund datelor rezultate din calculele instalației de stins incendiu și dacă sunt acționate independent și nu sunt folosite pentru pomparea produselor petroliere, a uleiurilor sau a altor lichide inflamabile.

Pompele de incendiu vor fi prevăzute pe partea de refulare cu manometre. Pompele de incendiu pot avea în tubulatura principală de incendiu o presiune mai mare decât cea admisibilă. dar vor fi prevăzute cu supape de siguranță reglate la o presiune mai mare cu 10% decât presiunea de regim din tubulatura principală de incendiu, având pentru scurgerea apei racorduri la tubulatura de aspirație.

Pompele de incendiu și prizele lor de fund vor fi instalate sub linia de plutire a navei goale. Toate pompele de incendiu, inclusiv cele de avarie trebuie amplasate în compartimente cu temperturi peste 0°C.

Instalația de stins incendiu cu apă poate fi în permanență sub presiune sau poate fi acționată atunci când se declanșează un incendiu, caz în care instalația trebuie să fie prevăzută cu acționare de la distanță a pompelor de incendiu.

Pentru acționarea pompei de avarie se va folosi ori un motor cu ardere internă. ori o turbină cu gaze, ori un electromotor alimentat de la o sursă de energie electrică de avarie. Pompa de avarie, sursele de energie pentru acționarea ei și prizele de fund trebuie astfel amplasate încât ele să nu iasă din funcțiune în cazul izbucnirii incendiului în încăperile unde se găsesc pompele de incendiu principale.

Dacă pompa de avarie se instalează deasupra celei mai joase linii de plutire posibile în condițiile de exploatare ale navei, trebuie prevăzute instalații sigure de autoamorsare.

Intrarea în încăperea unde este montată pompa de avarie trebuie să fie independentă de încăperile unde sunt montate pompele de incendiu principale.

Pompa de avarie nu se va monta în prova peretelui de coliziune.

9.2.1.1. Tubulaturile

Pe navele cu TRB > 1000 tubulatura instalației de stins incendiu cu apă se va calcula pentru o presiune de regim de minim 10 bar. Fiecare pompă de incendiu va avea pe țevile de aspirație și de refulare valvule de închidere (pe țevile de aspirație se admite montarea valvulelor cu sertar).

Când există două sau mai multe pompe centrifuge. valvulele de pe tubulatura de refulare a fiecăreia dintre acestea trebuie să fie de tipul cu închidere și reținere.

Pe toate navele cu TRB > 1000 magistrala de apă trebuie să aibe pe puntea deschisă. în fiecare bord, mijloace pentru cuplarea racordului internațional de legătură cu uscatul.

9.2.1.2. Hidranții

Fiecare hidrant de incendiu va fi prevăzut cu o valvulă de închidere și racord standard cu cuplare rapidă. Hidranții montați pe punțile deschise vor fi prevăzuți cu capace de închidere cu cuplare rapidă.

Amplasarea hidranților trebuie să permită racordarea rapidă și ușoară a furtunurilor de incendiu, iar numărul lor trebuie să asigure alimentarea cu două jeturi de apă in orice parte a fiecărei încăperi. punți sau magazii de mărfuri (magazia fiind goală). Unul din jeturi va fi

debitat printr-un furtun de lungime standardizată, iar alt jet poate fi debitat prin două furtunuri de același fel cuplate între ele. Lungimea furtunurilor va fi de 15-20 m pentru hidranții instalați pe punțile deschise și 10 m pentru hidranții instalați în încăperile navei sau pe punți deschise pentru nave cu TRB < 500.

Pe punțile deschise destinate transportului de containere pentru fiecare parte verticală accesibilă a containerelor trebuie să se asigure două jeturi de apă prin furtunuri dc lungime standardizată.

Dacă pe navă există un hangar pentru elicopter amplasarea și numărul de hidranți vor fi alese astfel încât să se asigure emiterea a trci jeturi de apă în orice parte a hangarului.

Hidranții se montează în încăperi la maximum 20 m distanță între ei, iar în exterior ia maximum 40 m.

La fiecare pompă de incendiu se va monta un hidrant de incendiu direct pe tubulatura de refulare, între pompă și valvulă de închidere.

Furtunurile de incendiu ansambiate cu țevilc de refulare trebuie amplasate în imediata apropiere a hidranților și păstrați pe tamburi sau în cutii.

Țevile de refulare de mână vor fi prevăzute cu ajutaje ale căror diametre de ieșire vor fi de 12, 16 sau 19 mm, sau cat mai aproape posibil de aceste dimensiuni.

9.2.1.3. Calculul instalației

Mai întâi se determină debitul însumat al pompelor de stins incendiu, conform normelor registrului de clasificare.

Se trasează tubulatura de stins incendiu de-a lungul navei astfel încât să se realizeze alimentarea cu apă a oricărui loc de pe navă de la cel puțin două puncte dc alimentare.

Se face calculul sarcinii pompei, având în vedere prescripțiile privind sarcina minimă de activare.

Se calculează debitul unei pompe, se alege pompa și se face verificarea pompelor în paralel.

Calculul debitului pompelor după R.N.R.:

$$\Sigma Q > Km^{-} \ [m^3/h] \tag{9.1}$$

în care:

$$m = 1{,}68\sqrt{L(B+H)+25} \tag{9.2}$$

L = lungimea navei [m];
B = lățimea maximă a navei [m];
H = înălțimea bordului până la puntea pereților în secțiune [m];
K = coeficient, care este funcție de criteriul de servici sau de indicele dc compartimentare A:

$$C_{i} = 72\frac{M+2P_1}{V+P_1-P} \tag{9.3}$$

C se calculează numai pentru navele de pasageri, în care:

M - volumul compartimentelor de mașini la care se adaugă volumele tancurilor de combustibil din afara dublului fund dispuse în prova sau in pupa spațiului de mașini [m^3];

P = volumul total al spațiilor pentru pasageri sub linia limită de imersiune [m^3];

V = volumul total al navei sub linia limită de imersiune [m^3];

$$P_1 = 0.056\, L\, N \tag{9.4}$$

N - numărul de pasageri pentru care este certificată nava.

Dacă

$$P_1 > P + p$$

unde *p* este volumul total al spațiilor pentru pasageri de la bordul navei situate mai sus de linia limită de imersiune. calculat fără a ține scama de spațiile destinate pentru cazarea și servirea echipajului, atunci

$$P_1 = \max\left[(P+p);\ 0.037 \cdot L \cdot N\right]$$

ține scama de spațiile destinate pentru cazarea și servirea echipajului.

Dacă $P_1 < P$, C_s se va calcula cu relația:

$$C_s = 72\frac{N_1 + 1P}{V} \tag{9.5}$$

Factorul de compartimentare *A* este aplicabil în special navelor destinate transportului de mărfuri și se determină cu relația:

$$A = \frac{58.2}{L - 60} + 0.18 \tag{9.6}$$

pentru L = 131 m și mai mult, iar B reprezintă factorul de compartimentare aplicabil în primul rând navelor angajate pentru transportul de pasageri și se determină cu relația:

$$B = \frac{30 \cdot 3}{L - 42} + 0.18 \tag{9.6a}$$

pentru L = 79 m și mai mult.

Deci.

k = 0.016 pentru navele de pasageri cu $C_1 > 30$ sau $A \geq 0.5$;

k = 0.012 pentru navele de pasageri cu $C < 0.5$;

k = 0.008 pentru toate celelalte nave.

Pe toate navele. cu excepția pasagerelor. debitul total al pompelor de incendiu poate să nu depășească 180 m^3/h dacă asigurarea funcționării concomitente a altor instalații consumatoare de apă nu impune un debit mai marc. La stabilirea debitului total al pompelor de incendiu nu se ia în calcul debitul pompelor staționare montate pe petroliere la prova și nici debitul pompei de avarie.

Debitul fiecărei pompe staționare de incendiu cu excepția celei de avarie va fi de minimum 80% din debitul total necesar, împărțit la numărul necesar de pompe de incendiu.

Calculul sarcinii se face cu condiția ca fiecare jet să aibe o anumită bătaie. Această bătaie este proporțională cu presiunea de la intrarea în jet. Din acest motiv, regulile R.N.R. impun valoarea minimă pentru presiunea la intrarea în jet conform tabelului nr. 9.1:

Tabelul 9.1. **Valori minime ale presiunii apei la hidrant**

Tonajul brut al navei (TRB)	Nave de pasageri		Celelalte nave	
	Număr de pompe	Presiune minima (fără pompă de avarie)	Număr de pompe (fără pompa de avarie)	Presiune minima U hidrant (bar)
Până la 300	1	2.0	1	2.0
300-1.000	2	2.8	1	2.6
1.000-4.000	2	2.8	2	2.6
>4.000	3	3,2	2	2.X

Alegerea distribuției, presiunii și a numărului de pompe de incendiu pentru docurile plutitoare se va face după nava de mărfuri cea mai mare care poate fi andocată, pornind de la consumul de apă necesar funcționării instalației de stingere a incendiului cu apă.

Dacă nava este prevăzută și cu alte instalații de stingere a incendiului, care consumă apă de la pompele de incendiu, atunci debitul pompelor de incendiu trebuie să fie suficient de mare pentru a asigura funcționarea instalației de stins incendiu cu apă cu debitul de cel puțin 50% din debitul determinat cu relația (9.1) pentru funcționarea în paralel și a celeilalte instalații de stins incendiu, care consumă cea mai mare cantitate de apă. În acest caz cantitatea de apă pentru instalația de stins incendiu cu apă trebuie să fie suficientă pentru a asigura consumul de apă pentru cel puțin două jeturi de la ajutajele țevilor de refulare cu diametrul cel mai mare, utilizate la bordul navei, însă nu vor fi mai mult de șase jeturi, iar la navele de marfă este necesar un debit de apă nu mai mare de 90 m^3/s.

9.2.1.4. Parametrii funcționali ai instalației

Pentru o funcționare normală se pune condiția ca sarcina pompei să fie egală cu sarcina instalației. Sarcina instalației este dată de relația:

$$H_i = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}\rho + p_2 - p_1 + \rho g z + h \tag{9.7}$$

unde:

$\frac{V_2^2 - V_1^2}{2}\rho$ - componenta dinamică, care poate fi neglijată:

$p_2 - p_1$ - sarcina piezometrică, care poate fi considerată ca diferența dintre $p_2 = p_h$ (presiunea la ieșirea din hidrant) și $p_1 = p_0$; rezultă $p_2 - p_1 = p_h - p_0$;

$\rho g z$ - componenta geodezică, care se va alege funcție de amplasarea gurilor de incendiu considerând z ca fiind înălțimea față de linia de plutire a gurii de incendiu amplasate cel mai sus;

h - pierderile de sarcină pe tubulaturi, care se calculează în conformitate cu traseul stabilit pentru alimentarea gurilor de incendiu.

Pentru a determina traseul cu pierderile maxime de sarcină, se aleg mai multe trasee susceptibile în acest sens. Aceste trasee se aleg astfel încât prin ele să circule debitul prevăzut de R.N.R. și calculat cu relația (9.1). Pentru aceasta este necesar să determinăm numărul gurilor de incendiu ce trebuie deschise simultan pentru a consuma împreună întreg debitul ΣQ.

Presupunem ajutajul de diametru *d* prin care curge un jet de apă cu viteza *v* la o presiune recomandată de R.N.R. așa cum se vede în tabelul 9.1.

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot p_h}{\rho}} \qquad (9.8)$$

de unde rezultă debitul de apă ce iese prin ajutaj.

$$q = (\pi d^2/4) v \mu \qquad (9.9)$$

unde:

μ - coeficient de debit.

Numărul de ajutaje ce trebuie să lucreze simultan pentru a consuma debitul ΣQ este:

$$n = \frac{\Sigma Q}{q} \qquad (9.10)$$

Pentru traseul ales, cu *n* guri de incendiu deschise, se stabilește caracteristica rezultantă a instalației.

Se adoptă apoi un alt traseu unde sarcina geodezică este suspectă a fi maximă și se trasează caracteristica rezultantă a instalației. Din cele două caracteristici se alege pentru studiul instalației caracteristica cea mai apropiată de axa OH (vezi figura 9.2.)

Se determină caracteristica echivalentă a pompelor ce se cuplează în instalație (în general pompele se cuplează în paralel). Se suprapun cele două caracteristici ale instalației și a pompei echivalente și se determină punctul echivalent de lucru în instalație (figura 9.3).

Sarcina determinată H_l este de altfel chiar sarcina pompei de incendiu.

Debitul unei pompe de incendiu se determină cu:

$$Q_l = \frac{\Sigma Q}{N \cdot K_1} \qquad (9.11)$$

unde:

N - numărul total de pompe;

$k_1 = 0.8 \div 0.85$.

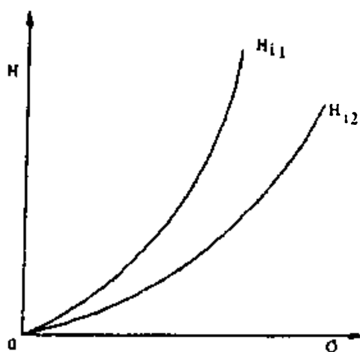


Fig. 9.2. **Caracteristica hidraulică**

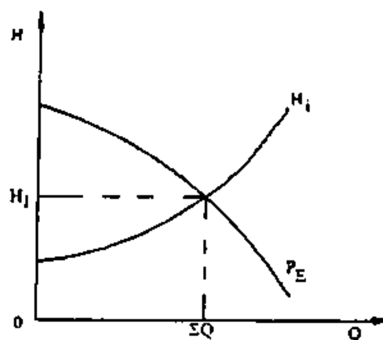


Fig. 9.3. Determinarea punctului de funcționare al pompei

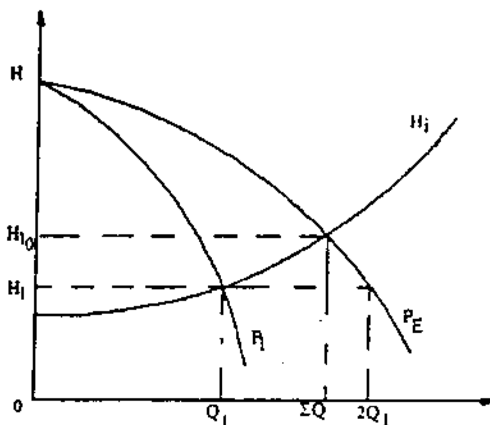


Fig. 9.4. Verificarea calculului pompelor de incendiu

Cu valorile H_l și Q_l se determină caracteristica pompei P_l.

Apoi se verifică dacă pompa aleasă satisface condițiile de funcționare ale instalației de stins incendiu.

Pentru aceasta se calculează caracteristica pompei echivalente și apoi se suprapune pe caracteristica instalației. Carcteristica trebuie să treacă prin punctul P (H_{10}. ΣQ).

Dacă debitul total al celor două pompe ce lucrează în instalație este mai mic (vezi figura 9.4) decât debitul celor două pompe cuplate la aceeași sarcină, și care lucrează singular în instalație, înseamnă că s-a efectuat un calcul corect.

Adică $\Sigma Q < 2Q_1$.

9.2.2. Instalațiile de stins incendiu cu apă pulverizată

Instalațiile de stins incendiu cu apă pulverizată sunt mai eficiente întrucât apa pulverizată are o influență mai mare asupra focarului de incendiu - în afara răcirii propriu-zise se creează și un strat protector de vapori de apă ce întrerupe alimentarea cu oxigen a suprafeței incendiate.

Aceste instalații sunt de două tipuri:

-cu sprinklere;

-cu drencere.

Tubulatura instalațiilor cu sprinklere trebuie să fie în permanență plină cu apă. Butelia de aer hidroforul, pompa și tubulatura instalațiilor cu sprinklere (cu excepția tubulaturii, care face legătura instalației de stins incendiu cu sprinklere cu instalația de stingere a incendiului cu apă) vor fi independente de alte instalații.

Pompa instalației de stins incendiu cu sprinklere trebuie să pornească automat in caz de scădere a presiunii în instalație. Sprinklerele sunt dispozitive care declanșează automat atunci când într-un compartiment tempertura depășește o anumită valoare, permițând pulverizarea apei în spațiul incendiat.

Temperaturile de deschidere a sprinklerelor pentru încăperile de locuit și de serviciu sunt: 61°C pentru zonele cu climă moderată și 79°C pentru zonele tropicale iar pentru uscătorii și bucătării, indiferent de zonă, cu 30°C peste temperatura maximă a plafonului acestor încăperi.

Sprinklerele (figura nr. 9.6) se folosesc în încăperi în care se păstrează materiale inflamabile și nu există prezența continuă a personalului navigant. Sunt montate în partea superioară a încăperii astfel încât să fie asigurat un consum mediu de apă de cel puțin 5 l/min pentru fiecare metru pătrat al suprafeței încăperii protejate.

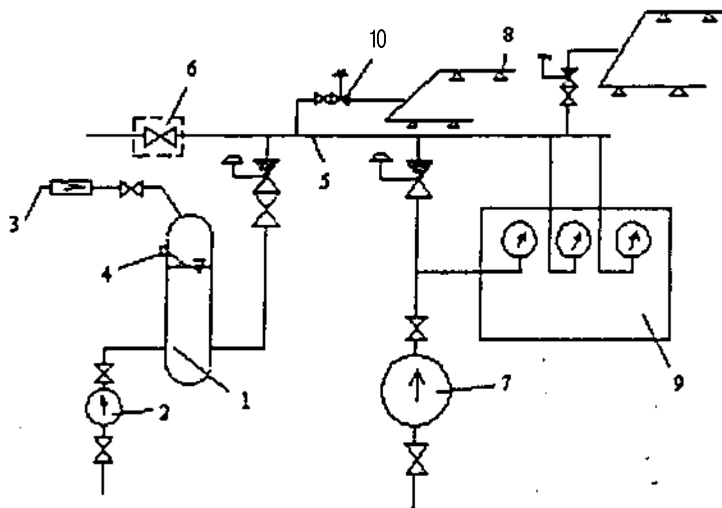


Fig. 9.5. Instalația de stins incendiu cu sprinklere

Funcționarea instalației: hidroforul (1) este alimentat de o pompă (2) cu apă tehnică; funcționarea hidroforului este automatizată prin intermediul unui releu flotor (4) care menține în instalație o cantitate de apă între valorile minimă și maximă ale presiunii. Prin conducta (3) din partea superioară a hidroforului este introdus aer sub presiune care menține în hidrofor presiunea cerută de instalație. Hidroforul este cuplat la magistrala (5) prin intermediul valvulei (6) și la instalația de stins incendiu cu apă. Când se constată un incendiu, pus în evidență prin declanșarea sprinklerelor, pompa propriu-zisă a instalației (7) va trimite apă in compartimentul incendiat. Atunci când pompa principală nu face față, instalația se cuplează în paralel cu pompa de incendiu prin magistrala (5), prin deschiderea valvului (6).

Hidroforul (1) cât şi pompa (7) se cuplează cu magistrala instalaţiei prin armături speciale formate dintr-o valvulă obişnuită şi una de reţinere şi semnalizare a circulaţiei apei prin instalaţie.

De la magistrala (5) se ramifică tubulaturi ce alimentează sprinklerele (8). Cuplarea sprinklerelor (8) la magistrală se face printr-un ansamblu de armături (10) ce permit închiderea şi semnalizarea scurgerii apei.

în mod normal în timpul marşului instalaţia de stins incendiu cu sprinklere este umplută cu apă sub presiune.

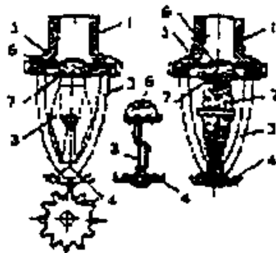


Fig.9.6. Schemă sprinkler

1-racord filetat; 2-capsulă; 3-ramă; 4-deflector; 5-diafragmă; 6-ventil; 7-suport ventil; 8-obturator metalic.

Dacă într-un compartiment se declanşează un incendiu atunci acolo se deschide automat un sprinkler sau mai multe realizîndu-se împrăştierea apei.

Hidroforul (1) se calculează astfel încât să asigure alimentarea celui mai mare compartiment dotat cu sprinklere timp de un minut. După declanşarea sprinklerelor, prin dispozitivul (10) care sesizează circulaţia apei pe conducte, se comandă pornirea pompei (7).

în figura 9.6 este reprezentat schematic un sprinkler. Sprinklerele se declanşează atunci când temperatura mediului din compartimentul în care sunt montate se situează în intervalul de 60 ÷70 °C.

9.2.2.1. Calculul instalaţiei

Calculul debitului necesar se face plecând de la debitul minim impus de R.N.R.. adică $q > 5$ l/min.

Cu acest debit şi volumul încăperilor în care se montează sprinklerele, putem calcula debitele necesare alimentării acestor încăperi. Astfel avem:

$$Q_1 = s_1 \cdot q$$
$$Q_2 = s_2 \cdot q$$
$$Q_n = s_n \cdot q \qquad (9.12)$$

unde:

s_n - suprafaţa compartimentelor, [m²]

Dimensionarea pompei (7) se face astfel încât aceasta să asigure alimentarea încăperii cu numărul cel mai mare de sprinklere sau a încăperii cu suprafaţa cea mai mare la care se asigură supravegherea.

Deci.

$$Q_p = \max(Q_1, Q_2 \dots Q_n) \qquad (9.13)$$

Calculul sarcinii pompei se face punând condiţia ca la punctul de intrare în sprinkler presiunea să fie p_s. Aceasta ar fi condiţia de cuplare ţinând cont de sarcina piezometrică:

$$H_p = H_i = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2}\rho + p_s + \rho gz + h$$
(9.14)

unde:

$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2}\rho$ - componenta dinamică care se neglijează;

p_s - componenta piezometrică;

ρgz - componenta geodezică.

Sarcina pompei depinde de z și h care sunt funcție de tronsonul și amplasarea încăperii unde se montează sprinklerele.

Pentru calcul se consideră tronsonul ce implică pierderile cele mai mari, care sunt de fapt pierderile de sarcină ale pompei.

Calculul numărului de sprinklere se face ținându-se cont de curbele $Q_1=f(p_{s1},d)$, unde d sunt diametrele duzelor sprinklerelor.

Considerăm o duză aleasă a funcționa pentru diametrul d_2 și la presiunea determinată p_s:

$$p_s = H_p - (\rho gz - h)$$
(9.15)

de unde se determină Q_1.

în acest fel în încăperea luată în discuție vom avea un număr de sprinklere determinat după relația:

$$n=Q/Q_1$$
(9.16)

unde:

$$Q = \max(Q_q, Q_2, \ldots Q_n).$$
(9.17)

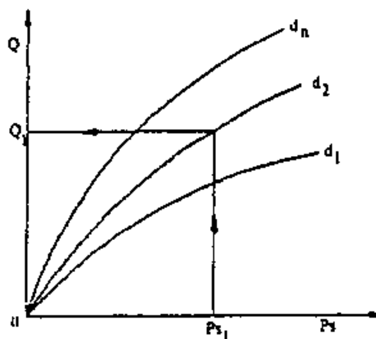


Fig. 9.7. Determinarea debitului prin duză

Instalația cu drencere se calculează în mod similar. Se deosebește de instalația cu sprinklere prin aceea că se declanșează manual, de aceea se și montează în încăperi cu cart permanent.

9.3. Instalații de stins incendiu cu lichide volatile

Vaporii lichidelor volatile duc la micșorarea procentului de oxigen din mediul înconjurător.

Substanțele folosite pentru stingerea incendiului se păstrează la presiuni mici. în acest caz pierderile de manipulare fiind mici.

Substanțele utilizate pentru stingerea incendiului cu o astfel de instalație sunt numeroase. Una dintre aceste substanțe este tetraclorura de carbon (CCl_4). Dar s-a dovedit că la temperaturi mari, vaporii inerți de CCl_4 devin explozivi, de aceea în ultimul timp CCl_4 s-a

înlocuit cu hidrocarburi halogenate. Aceste substanţe au proprietăţi frigorifice foarte bune şi se întâlnesc sub numele de haloni. Aceştia, la presiunea atmosferică, sunt în stare gazoasă, în stare lichidă la temperatura mediului ambiant se obţine o presiune de 5-6 bar. Împrăştiate pe suprafeţele incendiate, hidrocarburile halogenate trec în stare gazoasă, vaporii asigurând stingerea focului. Pentru stingerea incendiilor se admite utilizarea hidrocarburilor halogenate - halon 1301 (CF_3Br) şi halon 2402 (CF_2Br-CF_2Br). Aceste substanţe se păstrează în

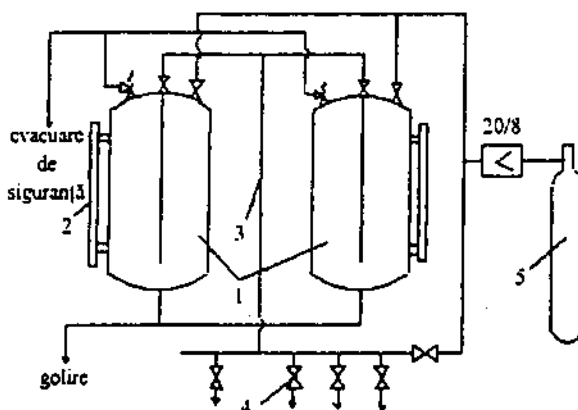


Fig. 9.8. Instalaţia de stios incendiu cu lichide volatile

1-rezervor, *2*-sticlă de nivel; *3*-magistrală; *4*-valvule de zonă, *5*-butelie;

rezervoare speciale. O astfel de instalaţie este prezentată în figura nr. 9.8:

În caz de incendiu se deschide valvulă pe zona respectivă şi tot lichidul este dirijat spre compartimentul incendiat. Substanţa volatilă este deplasată cu ajutorul aerului sau dioxidului de carbon din butelia (5), umplută la presiunea de 20 bar.

Calculul instalaţiei se face în scopul determinării cantităţii de gaz sau lichid utilizai:

$$G = q \cdot V \ [Kg] \tag{9.18}$$

în care:

v - volumul de calcul al celei mai mari încăperi protejate $[m^3]$;

q - consumul specific al substanţei de stins incendiu $[kg/m^3]$.

Pentru halon 1301

$$q = \frac{\Psi}{100\gamma} \left[\frac{kg}{m^3}\right] \tag{9.19}$$

Ψ - norma de consum pentru stingerea incendiului, în [%] raportată la volumul încăperii:

Ψ=4.25 pentru compartimentul maşini şi cele similare acestuia;

Ψ=5.0 pentru magazii de mărfuri, destinate numai pentru transbordarea autovehicolelor care nu transportă marfă de nici un fel;

γ = 0.16 m^3/kg - volumul specific al halonilor 1301 la temperatura t= 20°C și presiune atmosferică:

Pentru halon 2402. q = 0.2 kg/m^3 - pentru compartimentul mașini și cele similare acestora: q = 0,23 Kg/m^3 - pentru încăperi de mărfuri destinate numai pentru transportarea autovehicolelor care nu transportă marfa de nici un fel.

Pentru determinarea capacității recipientului pentru păstrarea substanței de stins incendiu se vor adopta următoarele densități de umplere:

-pentru halon 1301 - cel mult 1,1 l de halon lichefiat pe un litru al capacității recipientului:

-pentru halon 2402 - cel mult 0,9 i lichid pe un litru al capacității recipientului.

Debitarea cantității necesare a substanței de stins incendiul, în fază lichidă, trebuie să fie asigurată in timp de 20 sec sau mai puțin. Numărul de duze se ia în funcție de:

$$G = Q_d \cdot n \cdot \tau \cdot \rho \quad (9.20)$$

unde:

Q_d - debitul duzei, $[m^3/s]$;

n - numărul de duze:

τ- timp de evacuare (umplere), [s].

Deci:

$$n = \frac{G}{Q_d \cdot \tau \cdot \rho} \quad (9.21)$$

$$Q_{dl} = f(p_d) \quad (9.22)$$

este debitul prin duza de diametru d_l; iar p_d este presiunea la ieșirea lichidului volatil prin duză:

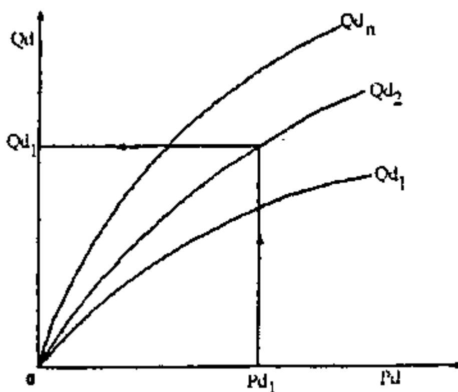


Fig. 9.9. Determinarea debitului prin duză

$$p_d = p_b - \Delta p \quad (9.23)$$

rse ia din regulile societăților de clasificare (pentru R.N.R., τ = 20 s)

9.4. Instalații de stins incendiu cu pulberi

Instalația de stins incendiu cu pulberi constă în:

-stații pentru amplasarea rezervoarelor cu praf (pulberi), având gradul de umplere de cel mult 0.95 a buteliilor cu gaz de antrenare (CO_2 sau N_2) și a colectorului de distribuție;

-posturi de stingere, formate din dispozitiv de împrăștire cuplat cu un furtun solid ce nu se poate răsuci, lung cel mult de 33 m și o butelie de declanșare umplută cu aer la presiunea de 25 bar:

-tubulaturi și armături pentru pornirea instalației și pentru transmiterea pulberilor spre posturile de stingere.

Pornirea trebuie asigurată de la distanță din orice post de stingere. Instalația trebuie să fie pusă în funcțiune în cel mult 30 sec după deschiderea buteliei de pornire din postul de stingere cel mai îndepărtat, conectat la stație. Raza de îndoire a tubului de praf trebuie să fie cel puțin 10 diametre de tubulatură.

Pentru o cinetică bună, fără depuneri de pulberi, tubulatura trebuie să aibă raze de curbură cât mai mari, armăturile trebuie să evite schimbarea direcției curgerii gazului. Pentru aceasta se utilizează armături cu cap sferic care lasă nemodificată secțiunea de trecere. Stația de stingere cu pulberi trebuie să fie amplasată deasupra punții principale.

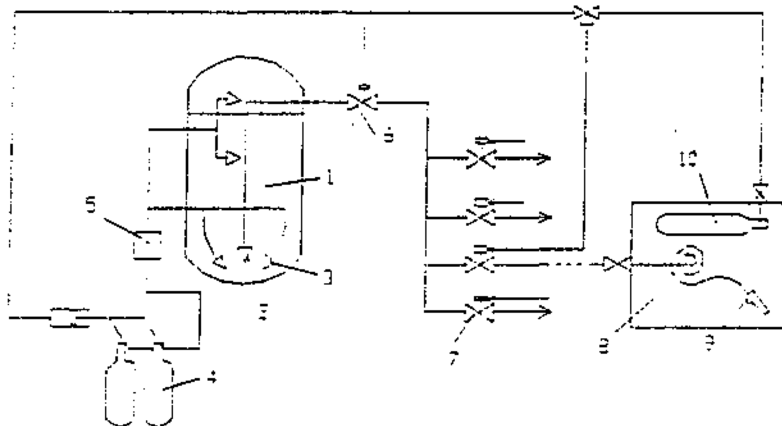


Fig. 9.10. Instalația de stins incendiu cu pulberi

1-rezervor cu pulberi; *2*-tubulatură; *3*-tubulaturi de afinare; *4*-butelii cu agent de antrenare; *5*-reductor de presiune; *6*-valvulă de cuplare la magistrala instalației; *7*-valvulă de zonă; *8*-post de stingere; *9*-dispozitiv de împrăștiere; *10*-butelie de declanșare.

O instalație de stins incendiu cu pulberi trebuie să fie prevăzută cu cel puțin două stații independente (excepție navele LPG cu capacitatea < 1000 m^3).

La navele LPG prevăzute la prova sau pupa cu colector de încărcare/descărcare, pentru protecția acestuia trebuie să se prevadă o stație suplimentară de stingere cu praf dotată cu cel puțin un tun de refulare și o țeava de refulare de mână. Stația trebuie să asigure funcționarea separată și simultană a tuturor posturilor conectate la ea.

Echipamentul postului de stingere se va păstra într-o cutie sau dulap etanșe la apă. Țeava sau dispozitivul de împrăștiere trebuie să fie prevăzut cu un mecanism de declanșare/pornire a debitării prafului.

Construcția pulverizatoarelor, numărul și amplasarea lor trebuie să asigure pulverizarea uniformă a prafului în întregul volum al încăperii. Presiunea la cel mai îndepărtat pulverizator se va lua cel puțin egală cu presiunea minimă necesară pentru pulverizarea efectivă a prafului.

9.4.1. Calculul instalației

În fiecare rezervor trebuie să se afle o cantitate de praf determinată din condiția asigurării funcționării continue, timp de cel puțin 45 secunde, a tuturor țevilor de refulare.

Cantitatea de pulberi se determină astfel:

$$G_p = a\,S \tag{9.24}$$

unde:

S - suprafața celui mai mare compartiment:

a - cantitatea de pulberi necesară pe m^2, se consideră următoarele valori:

-pentru compartimentul de mărfuri, a = 1,25;

-pentru compartimentul în care sunt produse petroliere, a = 1,50.

Volumul buteliei va Ω:

$$V_b = \frac{G_p}{P}\alpha, \qquad [m^3] \tag{9.25}$$

in care:

α -coeficient ce ține cont de volumul rămas liber în butelie;

p - densitatea pulberilor, $[kg/m^3]$.

Calculul tubulaturilor instalațiilor se face considerându-se: că prin tubulatură circulă gaze în viteze de 10-15 m/s. Admițând că pulberile au o anumită concentrație, se poate determina debitul necesar pentru evacuarea întregii cantități de pulberi într-un timp τ prevăzut de normele societăților de clasificare:

$$Q = \frac{c \cdot G_p}{\tau} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot v \tag{9.26}$$

rezultă că:

$$d = 2\sqrt{\frac{c \cdot G_p}{\pi\tau \cdot v}} \tag{9.27}$$

unde:

c • concentrația pulberii.

9.5. Instalația de stins incendiu cu spumă

Instalațiile de stins incendiu cu spumă sunt de două tipuri: mobile și staționare.

Realizează stingerea prin acoperirea suprafeței incendiate cu un strat de spumă, întrerupând admisia oxigenului la suprafața incendiată. Există două tipuri de spumă:

-spumă chimică: care se obține prin reacția dintre un acid și o bază (caracterizate prin indicele de spumare);

-spuma aeromecanică: reprezintă un amestec intre apă dulce sau apă de mare, substanță spumogenă și aer.

La bordul navei întâlnim instalații de stingere a incendiului portabile cu spumă chimică și instalații de stins incendiu fixe (staționare) cu spumă aeromecanică.

Instalațiile staționare sunt amplasate deasupra punții principale. Spuma formată in stingătoare se îndreaptă prin tubulaturi rigide spre încăperea protejată unde prin racorduri cu țevi perforate se scurge la suprafața substanțelor arzânde. Pentru a nu distruge spuma la ieșirea ei prin orificiile țevii perforate, acestea trebuie să aibe diametre de minimum 20÷30mm și pasul 100÷150 mm.

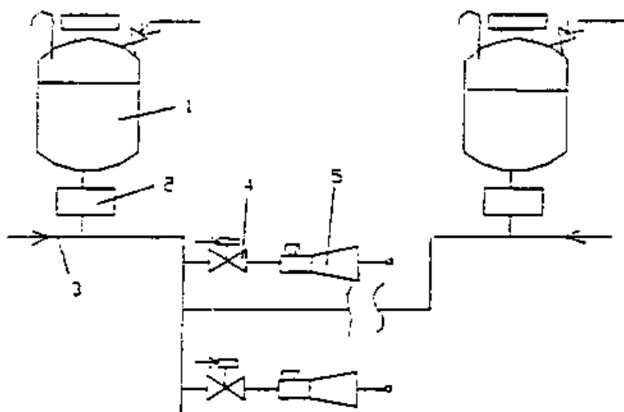


Fig. 9.11. Instalația de stins incendiu cu spuma chimica

1-rezervor cu substanță spumogenă; 2-dozator; 3-de la magistrala de stins incendiu cu apă ; 4-armătură acționată de la distanță; 5-amestecătoare.

De asemenea pentru evitarea distrugerii spumei, tubulatura trebuie să fie cu cât mai puține coturi sau variații bruște de secțiune și în general trebuie reduse cât mai mult rezistențele locale.

în scopul măririi vitalității instalației, între suprastructuri, magistrala este subîmpărțită în tronsoane de 30÷40 m. Armăturile de izolare se montează, de asemenea, în dreptul pereților transversali pupa și prova ai castelului central. între două armături de izolare se montează hidranți dubli pentru cuplarea stingătoarelor acrospumă portative, astfel încât distribuția lor să fie uniformă, iar distanța dintre ele să nu depășească 20 m.

Dacă pe navă există două stații de stingere cu spumă, tubulatura magistrală trebuie să fie racordată la ambele stații.

9.5.1. Calculul instalaţiei

Debitul instalaţiilor fixe de stingere cu spumă se determină pornind de la suprafeţele de calcul, pe care trebuie să fie repartizată spuma. în calcul se consideră acea încăpere, care necesită pentru protecţie cea mai mare cantitate de substanţă spumogenă.

în calcul se iau următoarele arii:

-pentru tancurile de marfă - aria compartimentului cel mai mare sau aria punţii tancului de marfa şi de scurgere, determinate prin înmulţirea lăţimii maxime a navei cu lungimea punţii de încărcare sau aria punţii protejate cu tunul de refulare;

-pentru compartimentul maşini, încăperi de producţie şi alte încăperi similare - aria maximă a secţiunii orizontale a încăperii protejate;

-pentru magazii de mărfuri uscate şi alte încăperi similare cu acestea - aria secţiunii orizontale maxima a magaziei de mărfuri fără încărcătură

Debitul specific care se ia în calcul este funcţie de coeficientul de spumare şi de tipul încăperii, astfel:

Tabelul 9.2. **Debitul specific al instalaţiei de stins incendiu cu spuma chimica**

	q l/min/m²			τ
	10:1	100:1	1000:1	min
Tancurile de marfă ale petrolierelor şi punţile lor	6;0.6;3	6	-	30
Tancuri cu produse petroliere cu $t_{vf} \geq 60°C$ şi tancuri de combustibil	6	4.5	-	20
Magazii de mărfuri uscate	-	4	-	45
Compartimentul maşini şi alte încăperi unde lucrează maşini ce folosesc combustibili lichizi	-	-	1	-
Magazii pituri. magazii lichide inflamabile, magazii gaze lichefiate	-	4.5	-	20
Hangare elicoptere, garaje închise	-	-	-	45

I - se adoptă pentru calcul valoarea cea mai mare a debitului instalaţiei de stingere cu spumă astfel:

-pentru fiecare m² al ariei secţiunii orizontale a celui mai mare compartiment. 6 l/min;

-pentru punţile tancului de marfă, 0,6 l/min/m²;

-pentru punţile protejate cu tunuri de refulare, 3,0 l/min/m²;

τ - timp de calcul de funcţionare continuă;

II - se alege timpul de funcţionare a instalaţiei astfel încât să se facă umplerea de 5 ori a încăperii protejate;

III - q este ales astfel încât să se umple încăperea în 10 minute.

Astfel. debitul instalaţiei este dat de:

$$Q_s = q \cdot S_c, \text{ [l/min.]} \quad (9.28)$$

unde:

S_c - suprafaţa de calcul: $[m^2]$ $S_c = \max.\ (S_i)$

Cantitatea totală de spumă este dată de:

$$V_s = Q_s \tau. \text{ [l]} \quad (9.29)$$

τ - recomandat de societatea de clasificare.

Volumul de lichid spumogen:

$$Vs_l = \frac{V_s}{i} \quad (9.30)$$

unde:

i-număr de rezervoare.

$$Vt_{am} = \alpha\, Vs_l \quad (9.31)$$

α - coeficient: $\alpha = 1.2 \div 1,3$.

9.6. Instalaţii de stins incendiu cu dioxid de carbon

Instalaţiile de stins incendiu cu dioxid de carbon sunt instalaţii volumice. Folosirea acestor instalaţii duce la reducerea conţinutul de oxigen din încăperea protejată, înlocuindu-l parţial cu dioxid de carbon, care este inert la ardere.

Se folosesc pentru stingerea incendiilor în:

- încăperea D.G.-urilor;
- magazii de stubstanţe explozive sau uşor inflambile;
- lampisterii;
- magazii de pituri;
- magazii de marfă;
- compartiment maşina;
- tobe de eşapament, etc.

Nu se recomandă la tancuri petroliere întrucât în cazul exploziilor tuburilor aflate sub presiune, instalaţia poate fi avariată şi scoasă din funcţiune.

Instalaţiile de stins incendiu cu CO_2 sunt realizate în următoarele forme constructive: de înaltă presiune şi de joasă presiune.

Instalaţiile de stins incendiu cu CO_2 de înaltă presiune, care utilizează butelii de 40 l cu $p_{min} = 125$ bar, pentru un grad de umplere de max. 0,675 kg/l sau la $p_{min} = 150$ bar. pentru un grad de umplere de maximum 0,75 kg/l. Depozitarea buteliilor se face în încăperi izolate, ventilate şi chiar stropite cu apă. pentru ca temperatura în interiorul lor să nu depăşească +45°C.

Tubulatura care leagă butelia de colector va fi din cupru tras βră cusătură sau tuburi flexibile **confecționate** din materiale aprobate de societatea **de clasificare. Pe tubulatură se** va monta o **valvulă de** reținere.

Spatiile de stins incendiu cu CO: vor fi prevăzute cu un dispozitiv de cântărire a **buteliilor** sau **pentru** măsurarea nivelului de **lichid** din **ele.**

Datorită **presiunilor** mari, **acest** tip do **instalații.** au **dezavantajul** că există posibilitatea **scăpărilor** de **CO₂**.

Instalațiile de stins **incendiu** cu CO: de joasă **presiune, păstrează** cantitatea de CO: **într**-un singur rezervor cu o **presiune** p ≈ 20 bar, prin menținerea temperaturii la circa **-18°C. gradul** de **umplere** va fi de 0,9 **kg/l. Rezervorul** va fi deservit de două instalații **frigorifice** automatizate **și independente.** fiecare **dintre ele** compuse din compresor, **condensor** și o **baterie** de răcire. **Fiecare instalație** trebuie să asigure o temperatură constantă la o **funcționare neîntreruptă** timp **de** 24 orc in condițiile **mediului** ambiant. La **defectarea instalației** frigorifice aflate in ftmcțiune **trebuie** să **se conecteze** automat **cea** de-a doua instalație frigorifică.

Stația de CO: este amplasată in afara **încăperilor de** locuit.

În cazuri bine **justificate** pentru unele încăperi **protejate** poate fi admisă **amenajarea stațiilor** locale **prevăzute** cu maximum 5 butelii.

În compartimentul mașini se permite **instalarea** buteliilor cu CO: destinate stingerii **incendiului** în **carter.** in **tobele** de eșapament ale motorului cu combustie internă, în **coșurile** de **fum** și in alte volume **închise** din **încăperea** protejată.

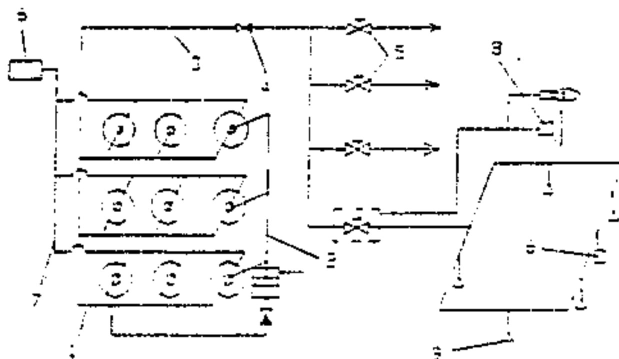


Fig. 9.12. Instalația de stins incendiu cu dioxid de carbon

1-butelii cu CO_2; *2*-dispozitiv pentru punerea în funcțiune a instalației; *3*-magistrala instalației; *4*-armături de reținere; *5*-valvulă de zonă; *6*-fluier de semnalizare; *7*-tubulatura de siguranță; *8*-avertizarea sonoră și; *9*-duze.

9.6. K **Calculul** instalației

Calculul necesarului **de** gaz pentru un compartiment se face presupunând că pentru un volum de un **metru** cub dintr-un **compartiment. trebuie** introdus un volum de dioxid de carbon astfel **încât** acesta să fie în procent **de** 15% din volum pentru ca focul să se stingă. Se consideră **că** la un procent de dioxid **de** carbon de 8% din volumul **compartimentului.** focul **se stinge** complet.

Astfel într-un volum de un metru cub de aer avem. în mod normal. aproximativ 21% oxigen și 79% azot. Pentru ca incendiul să fie înăbușit. concentrația de oxigen (sau gaze ce întrețin arderea) să Ωe sub 15% din volumul compartimentului. Aceasta înseamnă că va trebui introdus x% dioxid de carbon în volumul unde s-a dezvoltat incendiul, astfel încât să avem maxim 15% gaze ce întrețin arderea. Adică:

$$(1-x)0,21 = 0,15 \tag{9.32}$$

Deci cantitatea de CO_2 introdusă va fi:

$$x = \frac{0.06}{0,21} = 0,30 \frac{m^3 CO_2}{m^3 aer} \tag{9.33}$$

Pentru un volum V a unui compartiment și cu $x=v=0,30 \frac{m^3 CO_2}{m^3 aer}$ vom avea:

$$V_g = vV \tag{9.34}$$

în calcul se ia volumul efectiv de aer din încăpere și nu volumul teoretic.

$$V=\mu V_t \tag{9.35}$$

unde:

μ • gradul de umplere al compartimentului.

Cantitatea de gaz introdusă în compartiment rezultă:

$$G_g = \rho V_g \tag{9.36}$$

și cunoscând masa de CO_2 ce intră într-o butelie G_1:

$$G_1 = C_m \rho_{CO_2\ lichid} V_b \tag{9.37}$$

in care:

C_m - coeficient de umplere.

Rezultă numărul necesar de butelii de CO_2 :

$$n=G_g/G_1 \tag{9.38}$$

Pe de altă parte după normele de R.N.R.. masa gazului necesar pentru un compartiment este dată de:

$$G_g = \rho_{CO_2} \cdot \varphi V_t \ [kg] \tag{9.39}$$

unde:

V_t -volumul de calcul al celei mai mari încăperi protejate $[m^3]$

ρ_{CO_2} - densitatea CO_2 în condiții normale de presiune. $[kg/m^3]$;

φ - coeficient, care este :

-pentru magazii de mărfuri uscate și alte încăperi (cu excepția celor de mai jos), φ= 0,30 [≈v];

-pentru compartimentul mașini, luând in considerare volumul șahtului în determinarea volumului de calcul. φ=0,35;

-pentru compartimentul mașini, nu se ia in considerație volumul șahtului. φ=0,40;

-pentru încăperi în care se transportă automobile cu combustibil în rezervoare, φ=0,45.

Din cele două valori, pentru compartimentul mașini se ia valorea cea mai mare. Calculul se face tabelar, astfel:

Tabelul 9.3. **Calculul instalației de stins incendii cu dioxid de carbon**

Nr.crt.	Comp.	Volum[m³]	φ	$G_g = \rho v_i \varphi$	$n = G_g/G_1$
1.	M_1	V_1	φ_1	G_{g}	n_1
2.	M_2	V_2	φ_2	...	...
3.	CM	V_{CM}	φ_1	...	...

Cantitatea totală de gaz se va lua:

$$G_g = \max (G_{gi}) \tag{9.40}$$

$$n = \max (n_i) \tag{9.41}$$

Dacă tubulatura instalației pentru stingerea incendiului cu CO_2 este folosită și ca tubulatură pentru instalația de semnalizare a fumului, se admite instalarea colectorului de distribuție a instalației de CO_2 împreună cu dispozitivele de lansare a dioxidului de carbon in fiecare din încăperile protejate prin instalația de semnalizare a fumului.

Aria secțiunilor de trecere ale tubulaturilor de distribuție pentru fiecare încăpere protejată nu trebuie să fie mai mare decât aria totală a secțiunilor de trecere ale valvulelor buteliilor care se deschid simultan pentru încăperea respectivă (instalații de înaltă presiune) sau să nu fie mai mare decât aria secțiunii valvului de evacuare din rezervor (instalația de joasă presiune).

Aria secțiunii tubulaturii, în sensul de curgere a CO_2, nu trebuie să fie crescătoare, aceasta datorită faptului că la trecerea de la o secțiune mică la o secțiune mare, lichidul se destinde, ducând la vaporizarea lui, cu o puternică absorbție de căldură ce face posibilă apariția dopurilor de gheață care opturează tubulatura instalației.

Instalația trebuie să permită introducerea în încăperea protejată a 85% din cantitatea calculată de CO_2 în timp de cel mult:

-2 minute pentru compartimentul mașini, D.G. de avarie, compartimentul pompe incendiu;

-10 minute pentru încăperi cu autovehicule și alte încăperi.

Grosimea pereților tubulaturilor se determină prin calcul cu relația:

$$S = S_0 + b + c \quad [mm] \tag{9.42}$$

$$S_o = \frac{d \cdot p}{20 \cdot \tau\varphi \cdot p} \qquad (9.43)$$

în care:

d - diametrul exterior al ţevii, [mm];

p - presiunea de calcul [bar], este egală cu presiunea de calcul a buteliilor sau rezervoarelor;

φ - coeficient de rezistenţă care este 1 pentru ţevi trase, sau sudate, sau echivalente cu cele trase;

b - adaos care ţine seama de subţierea reală a ţevii la îndoire, [mm];

$$b = \frac{1}{2.5} \cdot \frac{d}{r} \cdot S_o \qquad (9,44)$$

r - raza medie de îndoire a ţevii, [mm];

σ-tensiunea admisibilă. [N/mm²]

$$\sigma = \min\left(\frac{Rr}{2.7}, \frac{Rmc}{1.8}, \frac{Rt}{1.8}, \frac{Rf}{1.0}\right) \qquad (9.45)$$

R_r - rezistenţa de rupere [N/mm²];

R_{mc} - limite minime de curgere [N/mm²];

R_t - limita de rezistenţă de lungă durată pentru 100.000 h ;

R_f - 1% din limita de fluaj pentru 100.000 h.

c = adaos pentru coroziune, [mm]; care prezintă valori diferite pentru:

- ţevi din cupru, alamă, aliaje similare, c = 0,2;
- aliaje Cu-Ni (cu conţinut de 10% Ni), c = 0,5.

Bibliografie

[1]. I. Ioniţă, J. Apostolache — Instalaţii navale de bord. Elemente de calcul şi exploatare. Editura Tehnică. Bucureşti, 1986

[2]. V. Creangă — Instalaţii navale de bord. Universitatea "Dunărea de Jos", Galaţi, 1993

[3]. V. V. Loskitov, G. S. Hordas — Gidravliceskie rasciot sudovih sistem. Sudostroenie, Leningrad, 1972

[4]. C. Iamandi, ş.a. — Hidraulica instalaţiilor - Elemente de calcul şi aplicaţii. Editura Tehnică, Bucureşti, 1988

[5]. * * * — Reguli pentru clasificarea şi construcţia navelor maritime. R.N.R., Bucureşti. 1995

10

INSTALAȚIA DE SPĂLARE TANCURI DE MARFĂ

10.1. Generalități privind spălarea tancurilor petroliere

Spălarea cargotancurilor la navele petroliere este o operație necesară, ce se execută în mod curent după descărcarea fiecărei partide de marfă, în special pentru degazarea navei - în vederea obținerii certificatului de GAS FREE.

De asemeni în vederea încărcării unui nou produs petrolier este necesară spălarea tancurilor petroliere precum și uscarea acestora, operațiuni care sunt precedate de inertarea tancurilor petroliere.

Spălarea tancurilor se face sub îndrumarea unui ofițer responsabil, ofițer care în prealabil a înștiințat echipajul de începerea operațiunilor de spălare și a luat toate măsurile de siguranță ce se impun a fi asigurate în cazul unei atmosfere inflamabile.

Dacă operațiunea de spălare se execută într-o dană a unui terminal este necesar și acordul acestuia.

Din motive de siguranță, se evită pe cât posibil spălarea tancurilor concomitent cu descărcarea. Dacă timpul nu permite este totuși permisă spălarea tancurilor în paralel cu finalul descărcării dar pentru aceasta se recomandă, de la caz la caz, spălarea tancurilor prin metoda "spălării cu țiței" sau "Crude Oil Washing" (C.O.W).

Spălarea tancurilor petroliere se poate face prin două metode:

-spălarea cu apă;

-spălarea cu țiței. C.O.W (Crude Oil Washing).

La spălarea tancurilor cu apă se va avea în vedere tipul atmosferei existente în tancul petrolier.

Aceste atmosfere pot fi conform I.S.G.O.T.T. (International Safety Guide For Oil Tankers & Terminals) de genul:

-*atmosfera de tip "A "* - atmosferă care nu poate fi controlată situându-se între cele două limite de inflamabilitate;

-*atmosfera de tip "B "*- atmosferă incapabilă de a iniția sau propaga arderea sau explozia prin reducerea deliberată a procentului de gaze sub limita de inflamabilitate inferioară;

–*atmosfera de tip "C"* - atmosferă care nu poate iniția sau întreține arderea sau explozia ca urmare a reducerii concentrației de oxigen sub limita de 8%, prin introducerea gazului inert;

–*atmosfera de tip* "D" - atmosferă incapabilă să asigure arderea prin mărirea concentrației de gaze peste limita superioară de inflamabilitate.

10.1.1. Spălarea tancurilor într-o atmosferă de tip "A"

Pentru evitarea eventualelor accidente se vor lua următoarele măsuri:

–evitarea existenței surselor de aprindere in cargo-tancuri;

-numărul mașinilor fixe sau mobile nu va depăși patru, in cazul mașinilor de spălat cu un debit de cel mult $35m^3/h$, sau trei în cazul mașinilor de spălare cu un debit de $35\div60\ m^3/h$.

Mașinile de spălare cu un debit mai mare de $65m^3/h$ se recomandă a nu fi folosite în cazul atmosferei de tip "A".

-se va evita folosirea apei recirculate și de asemeni folosirea aditivilor chimici.

-nu se va folosi apă încălzită peste 60°C respectiv 140^0F. în cazul folosirii unei ape încălzite peste această valoare se va transforma atmosfera de tip "A" într-o atmosferă controlată de tip "B", "C" sau "D".

-se interzice introducerea aburului în tanc precum și sondarea sau introducerea altui echipament în tanc fără o împământare corespunzătoare.

-în cazul sondării prin alte locuri decât gurile de sondă se recomandă ca operațiunea de sondare să se facă cu o împământare corecta și să se asigure împământarea pentru cel puțin încă cinci ore după terminarea operațiunii de spălare sau pentru încă o oră în cazul când este asigurată o ventilație mecanică corespunzătoare a cargotancurilor.

10.1.2. Spălarea într-o atmosferă de tip "B"

In cazul atmosferei de tip "B" se impun ca măsuri de siguranță:

-izolarea sistemului de ventilație a cargotancului în vederea prevenirii pătrunderii gazelor din tancurile adiacente;

-se va spăla și stripui fundul tancului și tubulaturile ce includ magistralele de marfă;

-se va asigura o ventilație continua și controlul concentrat al gazelor;

-se va întrerupe spălarea când concentrația gazelor va ajunge la 50% din limita inferioară de inflamabilitate;

-spălarea se poate relua când concentrația gazelor va scădea la 20% din limita inferioară deinflamabilitate;

-cuplarea și decuplarea mașinilor de spălat portative va fi făcută înainte de introducerea respectiv după scoaterea acestora din tanc;

-se va asigura pe tot timpul spălării un drenaj continuu a apei de spălare;

-nu se va introduce abur în tanc și se va evita folosirea apei recirculate;

-se va urmări ca sondarea să se facă în aceleași condiții ca la atmosfera de tip "A";

-temperatura apei de spălare poate fi mai mare de 60°C (140^0F) și se permite folosirea aditivilor chimici.

10.1.3. Spălarea în atmosferă inertă de tip "C"

În cazul realizării în cargotanc a unei atmosfere cu un conținut procentual de 5÷6% oxigen, spălarea tancurilor petroliere se poate face în orice condiții neimpunându-se nici o măsură de restricție.

Singura condiție necesară și obligatorie o constituie menținerea concentrației oxigenului sub limita de 8%.

10.1.4. Spălarea în atmosferă suprasaturată de tip "D"

Ca și în cazul atmosferei de tip "C", aici nu se impune respectarea nici uneia din măsurile luate în cazurile "A" sau "B" cu condiția ca, concentrația de gaze să depășească 15% din volumul cargo-tancurilor.

Se va urmări însă ca pe timpul spălării să se mențină un nivel de suprasaturație constant și ridicat Spălarea tancului se va face ținând cont de natura și proprietățile mărfii ce a fost transportată cât și de caracteristicile constructive ale tancului.

10.2. Spălarea tancurilor de marfa cu apă de mare rece

Spălarea cu apă de mare rece trebuie flcută atunci când urmează să efectueze degazarea navei (Gas Free) pentru încărcarea unei noi partide de marfă, sau să se introducă balast în unul din tancurile de balast curat.

Se execută prin instalația de spălare cu petrol, după golirea completă a instalației.

Apa rece este furnizată de una din pompele de marfă sau de o altă pompă.

Spălarea cu apă de mare rece mai trebuie flcută când urmează să se execute degazarea în vederea intrării omului în tancurile de mărfi pentru executarea lucrului la rece sau la cald

Spălarea cu apă a tancurilor se realizează cu ajutorul mașinilor de spălare portabile cuplate, prin furtune, la sistem. De regulă mașinile de spălat portabile tip Butterworth (vezi figura 10.1) sunt mașini cu două duze ce lucrează cu un consum de apă de 25÷30 m^3/h la o presiune de 6÷10 bar.

Mașina se compune din corpul fix (4), corpul mobil (3) și un tub (7) cu două duze (8). În interiorul corpului fix (4) al mașinii, se află o hidroturbină înșurubată pe furtunul de aducțiune a apei de spălare, compusă din rotorul (5) și aparatul de dirijare (6). Hidroturbina, prin axul (2), reductorul cu două trepte (1) și transmisia prin roți cilindrice (9) pune în mișcare de rotație corpul mobil (3), care antrenează roata conică a corpului de lucru (7) cu cele două duze (8), pe dantura corpului fix (4).

Folosirea reductorului cu mai multe trepte dă posibilitatea corpului de lucru să se rotească în plan vertical cu 1,8÷2,5 rot/min.

Timpul ciclului de spălare este de 20÷25 minute. Timpul de spălare depinde pentru fiecare cargotanc de dimensiunile acestuia, de calitatea mărfii ce a fost depozitată anterior în tanc, de debitul pompelor precum și de presiunea și temperatura apei jetului de spălare.

În general spălarea cu apă a unui cargotanc durează între una și patru ore.

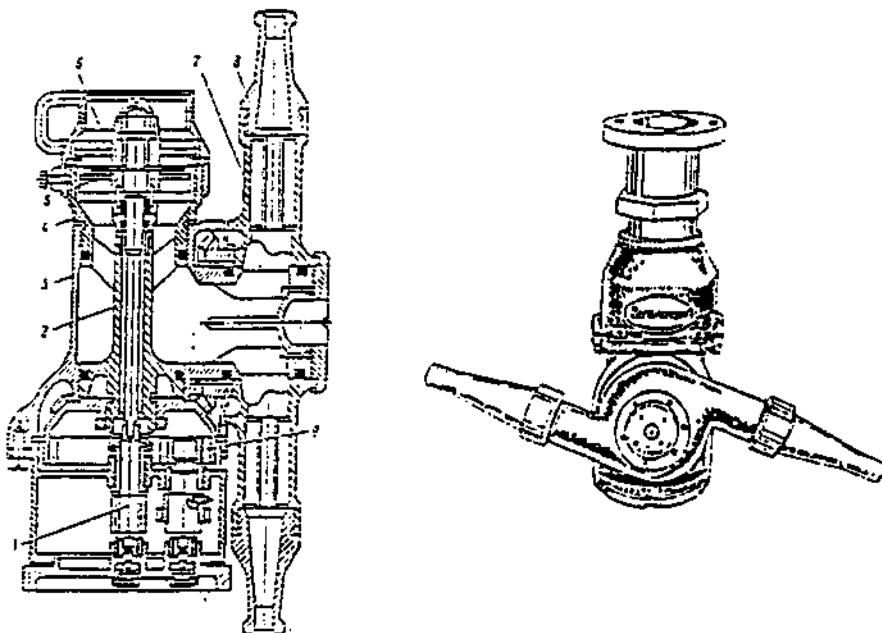


Fig. 10.1. Mașina de spălat portabila tip Butterworth

10.3. Instalația de spălare a tancurilor de marfă cu apă de mare caldă

Instalația de spălare cu apă de mare caldă este destinata spălarii tancurilor de marfă pentru cazul când urmează a se efectua degazarea pentru intrarea navei in șantier. Apa caldă este furnizata de un încălzitor abur-apă cu debitul de 300 m^3/h. amplasat in compartimentul pompelor de marfă.

Apa de mare este adusă în încălzitor de o pompă centrifugă, verticală sau orizontala, pentru apa de spălare, cu caracteristicile ce depind de mărimea navei și a tancurilor de marfă. Pompa poate fi amplasată in compartimentul pompelor sau compartimentul mașini și este acționată de un electromotor sau o turbină cu abur aflată pe platforma turbinelor din compartimentul mașinilor.

Apa de mare, aspirată din magistrala Kingston și încălzită în încălzitor, este trimisă la magistrala de spălare cu apă caldă.

Spălarea cu apă caldă se va putea realiza, în circuit închis, cu utilizarea tancurilor de decantare.

Încălzitorul utilizează abur la presiune de 7÷10 bar luat din magistrala de abur pentru încălzirea tancurilor de marfa.

Încălzitorul este prevăzut cu aparatura de automatizare pentru menținerea apei încălzite la o temperatură de maxim 70°C. Partea de automatizare închide sau deschide admisia

aburului în funcție de temperatura apei încălzite și semnalizează temperatura maximă sau minimă a apei în PCC din compartimentul mașini și în camera de control pompe marfă.

Condensul rezultat este returnat prin magistrala de retur la condensor.

Spălarea tancurilor de marfă cu apă de mare caldă se face cu mașinile portabile de spălare care se cuplează la ramificațiile instalației prin furtunuri flexibile. Aparatele portabile ce vor fi folosite la spălare au debite diferite - ce trebuiesc alese în funcție de natura atmosferei din tanc. Astfel în cazul atmosferelor necontrolabile de tip "A" - vor fi folosite maxim patru aparate cu debite mai mici cel mult egale cu $35m^3/h$ pentru fiecare tanc în parte sau un număr de maxim trei aparate de spălare cu debite cuprinse între 35 și $60m^3/h$.

Furtunurile sunt depozitate în magaziile de pe punte. Introducerea lor în tancuri se face prin guri special executate în punte.

Furtunurile, în număr de pană la 12 bucăți, sunt înfășurate pe șase cărucioare depozitate împreună cu aparatele portabile în magaziile de pe puntea principală. Coborârea furtunurilor în tancuri se face prin alunecarea pe piese speciale de ghidare.

Instalația de spălare cu apă de mare caldă este dotată cu o magistrală de spălare și cu ramificații prevăzute cu valvule pentru izolare și cuplaje pentru furtunuri.

Furtunurile sunt prevăzute cu benzi de inox incorporate pentru legarea la pământ.

Magistrala de spălare cu apă caldă este cuplată ia magistrala de spălare cu petrol prin doua valvule cu sertar inseriate, normal închise și sigilate, care se deschid numai când se cere spălarea cu apă caldă prin aparatele fixe de spălare. Pentru spălarea cu apă caldă vor funcționa maxim trei aparate fixe de spălare.

Spălarea cu petrol este un proces de curățare a tancurilor in care este utilizat ca agent de spălare petrolul transportat și nu apa sau substanțele chimice. Reziduurile de petrol, sunt spălate cu ajutorul mașinilor fixe de spălare cu petrol și prin acest procedeu, aceste reziduuri și depuneri se dizolva în suspensia de lichid fiind descărcate ca marfă și nu la final ca balast. Prin acest procedeu se evită lipsurile din marfă la descărcarea navei. Alte avantaje prin utilizarea spălării cu petrol sunt: reducerea coroziunii tancurilor, pregătirea mai rapidă pentru intrarea în reparații sau andocare, se poate instala în exploatare fără a necesita schimbări de structură, se reduce cantitatea de balast murdar livrată la instalațiile de recepție de la cheu.

Acest procedeu are și anumite dezavantaje cum ar fi: spălarea nu este posibilă cu anumite tipuri/sorturi de petrol; poate crește conținutul de emisii de hidrocarburi cu un risc sporit de aprindere: crește timpul de descărcare în terminal; cresc costurile pentru achiziționarea echipajului, instalarea și utilizarea acestuia; necesită un personal cu înalta calificare și foarte bine pregătit teoretic și practic.

în general este cea mai economică alternativă pentru adaptarea la cerințele Convenției Maritime pentru Prevenirea Poluării - MARPOL - ce a fost adoptată de majoritatea armatorilor și operatorilor de tancuri petroliere existente. Datorită programului de descărcare în terminal și a costurilor contrastaliilor, spălarea cu petrol a tancurilor de marfă nu este totdeauna posibilă în proporție de 100%. Aceasta necesită o întoarcere la spălarea cu apă și substanțe chimice în special atunci când este necesară obținerea de gass free, pentru reparații și întreținerea navei, sau la schimbarea mărfii transportate.

Spălarea cu apă este efectuată cu mașinile fixe de spălare (COW). Aceste mașini au de regulă o mai mare capacitate de spălare în tone/oră decât mașinile de spălare portabile, și prin construcție nu au încălzitor în componență.

După adoptarea din rațiuni comerciale a spălării cu petrol prin mărirea cantității de petrol predată în terminal, sistemul de gaz inert a căpătat o și mai mare importanță pentru siguranța exploatării tancurilor petroliere. Inițial sistemul de gaz inert a fost folosit pentru prevenirea exploziilor la navele cu tancuri parțial încărcate cu hidrocarburi pentru a anula o

latură a triunghiului focului - combustibil, oxigen și sursa de aprindere - dar apoi a devenit o măsură majoră de prevenire a incendiului și exploziilor la tancurile petroliere atunci când sunt spălate cu apă.

Spălarea cu apă a tancurilor produce o puternică încărcare electrostatică în tancuri dar prin folosirea instalației de gaz inert se previne apariția incendiilor. Evident, spălarea cu petrol produce cantități mult mai mari de vapori de hidrocarburi iar utilizarea gazului inert devine și mai importantă.

Spălarea cu petrol a fost inițial adoptată de către armatori la începutul anilor 1970 din rațiuni comerciale pentru mărirea cantității de marfl predată la destinație și reducerea cantității de petrol rămasă la bord după descărcare, eliminând reziduurile care se acumulau în tancuri și reducând coroziunea. Prin adoptarea convențiilor IMCO, MARPOL și TSPP (tanker Safety and Pollution Prevention), spălarea cu petrol a devenit o soluție acceptabilă ca alternativă la spălarea tancurilor de balast segregal (SBT) și ca parte a efortului de a reduce poluarea datorată tancurilor petroliere, fiind deja obligatorie în U.K., U.S.A și Olanda.

Separat de cerințele specifice pentru instalația de spălare cu petrol incluzând mașini de spălat adecvate poziționate corespunzător în tancuri și cu un sistem eficient de stripuire, sistemul de gaz inert este esențial pentru a reduce conținutul de oxigen din tancuri pentru eliminarea riscului exploziilor. Utilizarea sistemului de spălare cu petrol nu este permisă flră ca instalația de gaz inert să fie în funcțiune. Pentru fiecare nava sunt intocmite proceduri specifice pentru spălarea cu petrol și deservirea instalației este făcută de personal cu calificare și experiență în programele de spălare cu petrol, cunoscând în totalitate sistemele din dotarea navei și capabil să le folosescă.

10.4. Spălarea cu petrol (COW)

Tancuri petroliere au fost în mod tradițional curățate prin spălarea cu jet de apă. Această metodă de spălare produce însă o mare cantitate de hidrocarburi în apă, care trebuie separate. Procesul de separare este îngreunat de emulsia de hidrocarburi în apă care rezultă din procesul de spălare. Aceasta conduce la reținerea la bord a acestor cantități alături de reziduurile din tancuri, mărind cantitatea rămasă după descărcare. Prin procedeul de încărcare peste reziduurile anterioare (Load On Top) marfa nou încărcată se amestecă cu slop-ul existent și cu emulsia de hidrocarburi în amestec cu apa din tancuri, iar acest produs combinat este descărcat ca marfl în portul de destinație.

La o navă care a transportat țiței, după terminarea descărcării mărfii, rămân depozite de sedimente pe fundul tancurilor și pe alte suprafețe orizontale. Aceste depuneri care au rezultat din marfl conțin gudroane și substanțe asfaltice. După voiaje consecutive aceste depuneri devin consistente, micșorând capacitatea de încărcare a navei, fiind necesară curățarea tancurilor pentru a fi folosite pentru balast curat.

In spălarea cu petrol, o parte din mărfi, conținând toate elementele volatile, este circulată prin tancurile ce se spăla, și cu ajutorul instalației de spălare cu petrol se îndepartează reziduurile de gudroane asfaltice. Această operațiune se desfășoară în mod normal în timpul descărcarii, spălarea cu petrol s-a dovedit mult mai eficientă decât spălarea cu apă, în îndepărtarea depunerilor, deoarece țițeiul dizolvă și antrenează sedimentele, fluidizându-le, favorizând în acest fel descărcarea mărfii așa cum a fost încărcată. Dacă, datorită unei rate scăzute de descărcare sau a unor zone greu accesibile, spălarea cu țiței nu poate fi efectuată corespunzător, se poate folosi de exemplu AMERGY 222 care va dizolva și

antrena depunerile de gudroane asfaltice. Dacă nava întâmpină dificultăţi în obţinerea de rezultate bune prin spălarea cu petrol este recomandat ca aditivul să fie adăugat naintea pompării ţiţeiului la cheu pentru a dizolva depunerile de gudroane. Aditivul AMERGY 222 trebuie să fie adăugat în proporţie de 1 litru de aditiv la 10 tone marfa rămasă la bord la începutul spălării cu petrol. înainte de a adăuga aditivul sau orice alt produs chimic în încărcătura de ţiţei, trebuie stabilit dacă rafinăria poate să prelucreze amestecul rezultat. După spălarea cu petrol este necesară spălarea cu apă atât a fundurilor tancurilor cât şi a tubulaturilor de descărcare în cazul în care în tancuri se va ambarca balast curat sau gas free.

Fără spălarea cu petrol, este necesară o mare cantitate de apă pentru spălarea tancurilor de marfă, rezultând un amestec uleios şi o emulsie de apă împreună cu balastul murdar, • cantitate care trebuie păstrată la bord până când se decantează şi se separă. Acest proces este mult simplificat atunci când tancurile de marfă au fost mai întâi spălate cu petrol. Conţinutul de petrol al balastului murdar este mult redus ca urmare a acestui procedeu. Tancurile de marfă care trebuie să fie utilizate pentru balast curent necesită numai o scurtă clătire cu apă după spălarea cu petrol. Oricum pompele şi tubulaturile trebuie spălate cu apă. Tancurile de marfă care nu sunt necesare pentru balastare nu trebuie spălate cu apă deoarece depunerile de gudroane asfaltice se pot fluidifica, descărca şi ţine sub control prin spălarea cu petrol.

Tancurile de marfă ale navelor cu balast segregat intră în această categorie. Prin această metodă nu numai că se reduce mult cantitatea de reziduuri şi depuneri, dar şi cantitatea de amestec petrol-apă produsă este mult mai mică şi deci operaţiunea în sine este mult scurtată. Aceşti factori reduc important riscul poluării.

Spălarea cu petrol se efectuează prin instalaţii şi tubulaturi proprii montate pe maşinile fixe de curăţare a tancurilor. Toate aceste maşini de spălat cu petrol fixe, sunt de mare capacitate, cu un debit de 60 m^3/h sau mai mult. Spălarea cu petrol se efectuează pe timpul descărcării mărfii sau limitat pe mare între porturile de descărcare. Nu se efectuează balastarea tancurilor până când acestea nu au fost spălate cu petrol acolo unde sistemul este disponibil. Balastul curat va fi încărcat numai în tancurile care au fost clătite cu apă după spălarea cu petrol. Cei mai mulţi producători de echipamente de spălat cu petrol fabrică instalaţii cu o singură duză sau tunuri care sunt programabile să se rotească ciclic pe acele suprafeţe care în mod normal sunt mult mai afectate de reziduuri. Oricum, pentru a efectua această procedură de spălare fiecare panou de comandă al maşinii trebuie să fie manevrat odată, sau de două ori, în timpul ciclului de spălare.

Un alt sistem de spălare foloseşte maşini cu duze duble (vezi figura nr. 10.1) care, per total, micşorează la jumătate numărul de operaţii manuale ce trebuie îndeplinite într-un program de spălare şi face o spălare dublă pe rotaţie.

Esenţial pentru ca sistemul de spălare cu petrol să fie eficient este nevoie de proiectarea şi instalarea unui sistem de stripping care să fie capabil să păstreze fundul tancurilor liber de depunerile asfaltice în timpul operaţiunilor de spălare.

Ejectoarele hidraulice de stripping au fost găsite ca fiind cele mai bune echipamente pentru a efectua acest serviciu. Pentru a asigura o continuă şi stabilă performantă fără o întreţinere laborioasă, corpul ejectoarelor este turnat din aliaj de nichel - aluminiu - bronz iar duzele sunt dintr-un metal special.

10.5. Instalaţia de spălare cu ţiţei a tancurilor de marfa

Instalaţia este destinată să deservească tancurile de marfă şi tancurile de slop.

Spălarea cu petrol se execută numai dacă:

-tancurile de marfă sunt inertate la presiune mai mare de 800 mmCA;

-este asigurat controlul atmosferei în tancurile de marfă pe tot timpul spălării.

La controlul atmosferei, înainte de începerea spălării, aparatura de analiză și control din camera de control și camera pompe marfă trebuie să indice:

-concentrația de oxigen <8%;

-concentrația de hidrocarburi >14%;

-presiune pozitivă, dar mai mică de 1400 mmCA.

Operațiunile de spălare cu petrol se vor executa de personal calificat și special instruit.

Agentul de spălare este petrolul brut, furnizat de instalația de marfă; balast și stripping prin pompele de marfă.

Când petrolierul va transporta petrol brut cu greutatea specifica mai mare de 0,92 t/m^3, se va ambarca petrol cu greutatea specifică mai mică de 0,92 t/m^3 pentru a putea realiza spălarea.

Spălarea începe în timpul descărcării mărfii, jeturile aparatelor spălând cerul tancului și o parte din pereți, executându-se agitarea și barbotare a mărfii în scopul omogenizării cu sedimentele depuse în timpul transportului (vezi figura 10.2).

După terminarea descărcării unui tanc se continuă spălarea completă a fundului tancului.

Cuplarea instalației de spălare cu petrol la instalația de marfă, balast și stripping se va face în zona manifoldului.

Cantitatea de petrol necesară spălării este asigurata de una din pompele de mărfi.

Spălarea tancurilor de marfă se realizează cu aparate de spălare fixe, în număr de două până la șase mașini pentru fiecare tanc de marfă.

Obținerea presiunii minime de alimentare a mașinilor fixe se face cu ajutorul valvulelor de reglaj presiune-debit montate pe magistrala de mărfi ce dirijează petrolul pe linia de spălare.

Se pot spăla două tancuri de marfă simultan, dar începutul și sfârșitul spălării se va realiza decalat în timp, astfel încât spălarea fundului unuia dintre tancuri să se facă concomitent cu începutul spălării sau cu spălarea porțiunii de mijloc a celuilalt. Acest lucru este necesar din condiția acoperirii debitului de spălare cu ejectoarele de marfă care intră în funcțiune la spălarea fundului.

Instalația de spălare este alcătuită din:

-partea fixă de primire a fluidului de spălare, montată pe punte, inclusiv prelungitorul de sub punte cu mecanismul de spălare cu o duză:

-dispozitivul de programare fix sau portabil care se montează pe partea fixă care poate fi acționat Se cu aer la 6 barr, fie mecanic-hidraulic prin programă: asigură mișcarea elicoidală a mecanismului în domeniul 0-145° și poziționarea pe verticală.

Parametrii instalației de spălare pot avea valori de până la 100-130m^3/h la o presiune de 10-12 barri.

Construcția dispozitivelor de programare permite urmărirea și coordonarea de pe punte a rotației duzei atât in plan orizontal cât și vertical.

Dispozitivele de programare portabile se vor păstra in magaziile de pe puntea principală și vor fi montate pe poziție, în funcție de programul de spălare.

Fiecare tanc de marfă, cu excepția tancurilor de slop, este deservit de o ramificație și o valvulă fluture cu acționare hidraulică.

Aparatul pentru spălarea tancurilor de slop este izolat de restul instalației printr-o valvulă normală închisă și sigilată.

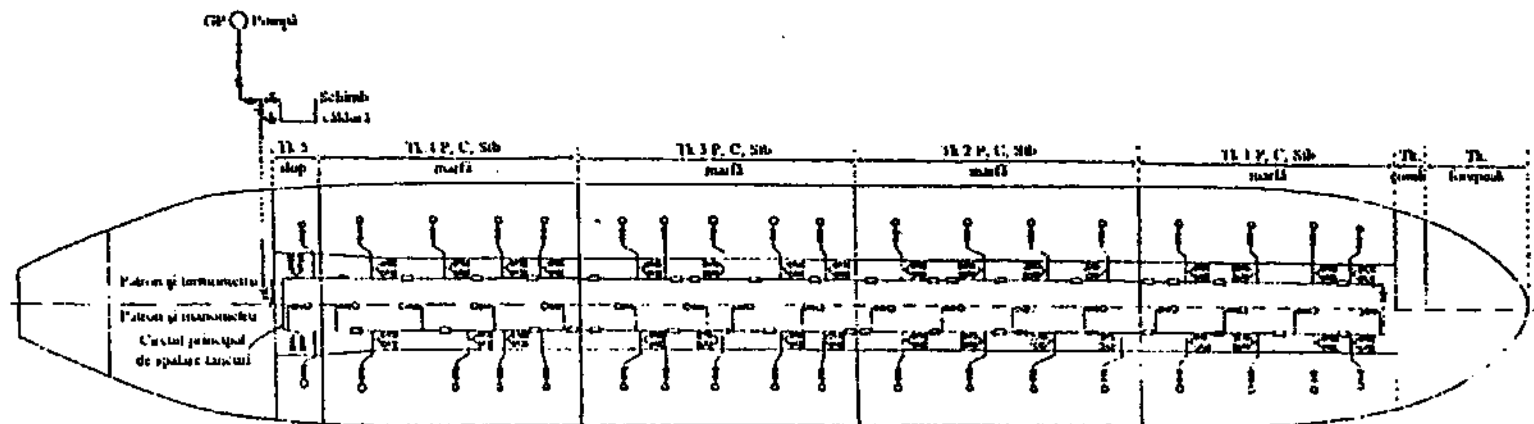


Fig. 10.2. **Instalaţia de** spălare cu **ţiţei.**

Tk. slop P
Tk. 7 P marfă
Tk. 6 P marfă
Tk. 5 P marfă
Tk. 4 P marfă
Tk. slop C
ÎNCĂLZITOR
Linie spălare tancuri
Linie încălzire şi stripuire
Tk. slop Stb
Tk. 7 Stb marfă
Tk. 6 Stb marfă
Tk. 5 Stb marfă
Tk. 4 Stb marfă
spre K MC
spre MP MC

Tanc balast nr. 3P
Tanc marfă nr. 2P
Tanc marfă nr. 1P
Linie spălare tancuri
Tanc balast nr. 3Stb
Tanc marfă nr. 2Stb
Tanc marfă nr. 1Stb
spre MP MC

-diafragmă
-valvule pt. furtun
-valvule fluture
maşini fixe de spălare

Fig. 10.3. Instalaţia de spălare cu ţiţei. Poziţionarea valvulelor şi maşinilor de spălat.

Fiecare aparat de spălare este izolat de restul instalației prin valvule cu sertar montate la intrarea tubulaturii in tancul de marfă.

Instalația poate fi cuplată și la instalația de spălare cu apă caldă de mare și este izolată de aceasta prin două valvule cu sertar inseriate, normal închise și sigilate (vezi figura 10.3).

Tubulatura de spălare se confecționează din oțel și se protejează prin zincare. Valvulele cu sertar au corpul din oțel cu organe de închidere din oțel inoxidabil și sunt testate la presiune de 16 barri.

Fixarea tubulaturii pe punte se face prin puncte fixe și prin puncte mobile intermediare.

Preluarea deformațiilor este realizată de către compensatorii de dilatație.

Întreaga instalație este prevăzută cu legătura la masă.

10.6. Drenarea cargotancurilor

în operațiunile de spălare cu țiței a cargotancurilor unui petrolier, de marc importanță este drenarea cargotancurilor de țițeiul acumulat pe fiind în urma spălării. Capacitatea pompelor de strip trebuie să fie de 125% din totalul capacității de spălare când toate mașinile de spălare sunt folosite simultan pentru spălarea fundului cargotancurilor.

Unele nave pot fi echipate cu sistem propriu de amorsare "vac-strip", sistem ce face posibilă drenarea și uscarea cargotancurilor cu una din turbopompele de marfă. La aceste nave pompa automată de vacuum extrage gazele de hidrocarburi și închide valvulă de descărcare până când concentrația de gaze din tanc scade.

Drenarea cargotancurilor se desfășoară concomitent cu spălarea și este foarte important să nu se depășească o limită a nivelului de țiței în tanc. Astfel limita maximă este de un metru când se spălă mai multe tancuri în același timp este foarte important deci să nu se depășească nivelul de un metru, sistemul este pus în operare de drenare și când nivelul scade sub ½ metru se închide aspirația din tancul respectiv, deschizându-se tancul următor; în felul acesta trecându-se succesiv de la un tanc la altul are loc drenarea țițeiului rezultat în urma spălării, iar când nivelul în ultimul tanc spălat ajunge și aici la jumătate de metru, presiunea aburului la turbopompa va fi redusă până ce se ajunge la 800 rpm și va începe stipuirea timp în care aspirația va fi închisă ușor, gradual. Tancurile vor fi drenate și uscate.

Când pentru drenarea tancurilor de marfă se folosesc ejectoare este bine ca dacă un tanc este golit, vacuumul indicat în camera de comandă să fie în continuă scădere.

Când din anumite cauze presiunea ejectorului scade sub 6 kgf/cm^2 atunci este necesar ca valvulă de aspirație a ejectorului să fie imediat închisă pentru a impiedica revenirea conținutului din tancul de slop în tancul spălat.

Dacă debitul țițeiului de spălare este mai mare decât posibilitatea de drenare, mașinile de spălare vor fi oprite la timp pentru desfășurarea în bune condițiuni a spălării și drenării tancului. O acumulare prea mare de țiței pe fundul tancului face imposibilă curățarea și îndepărtarea depunerilor și sedimentelor.

10.7. Metode și proceduri pentru drenare

Instalația de la bordul navei este de asemenea manieră încdt magistralele superioara și inferioară sunt în legătură directă cu tancurile laterale de slop, tancurile de marfă și camera pompelor.

Magistrala din babord se continuă cu magistrala nr.1 și corespunde tancului de slop din babord, iar cea din tribord corespunde tancului de slop din babord, ambele corespunzând cu aspirația stripuirii.

Încă înainte de începerea spălării și drenarii tancurilor, cât și pe toată perioada efectuarii operațiilor, nava va menține un contact permanent cu terminalul care va fi anunțat și ținut la curent cu mersul operațiilor de spălare și drenare. Astfel la terminarea operațiunilor de drenare, terminalul va fi anunțat că începe operațiunea de stipuire; by-pass-ul magistralei fiecărei turbopante va fi deschis și pompa de strip va începe uscarea tancurilor pe tubulaturi separate ce conduce spre tancul de slop.

Stripuirea tancurilor se face prin tubulaturi speciale cu valori ale diametrelor până la 250mm.

10.8. Inspectarea și întreținerea echipamentului

Înainte de începerea operațiunii de spălare și drenare se va avea în vedere:

-starea funcțională a sistemului de spălare: diametrul duzelor, presiunea disponibilă;

-asigurarea protecției aparatelor de măsură și flotoarelor;

-starea normală de funcționare a sistemului de gaz inert;

-sistemul tubulaturilor fixe pentru spălarea cu țiței să fie izolat de încălzitorul pentru spălarea cu apă și față de compartimentul mașini;

-valvulele de izolare a mașinilor de spălare să fie închise;

-magistrala pentru spălarea cu țiței să fie pusă sub presiune, testată și toate defectele remediate;

-sistemul de spălare și drenare să fie bine izolat pentru a se evita riscul poluării;

-sistemul de gaz inert și alarmele să funcționeze corect;

-cargotancurile să fie izolate față de atmosferă;

-liniile de spălare să fie etanșe.

Echipamentul portabil pentru spălare este format din: mijloace de susținere a tuburilor, tuburi de spălare și mașinile de spălare care pot avea 2 sau 3 duze de spălare.

-mijloacele de susținere sunt în general socare;

-mașinile de spălare să fie manipulate cu grijă pentru a nu fi lovite duzele, garniturile de cuplare și să nu producă scurgeri;

-se folosește un furtun de spălare cu o lungime apropiată de înălțimea de construcție a tancului;

-înainte de folosire furtunul se verifică pentru continuitate electrică, rezistența citită pentru un singur tub. nu trebuie să depașească valoarea de 6 ohmi pe metru de lungime sau 100 ohmi pe întreaga lungime;

-nu se folosesc furtunuri flră împământare.

Sistemul fix de spălare constă din maşini de spălare montate permanent in tancuri şi din tubulaturi fixate pe punte sau in interiorul tancurilor.

-**adesea** maşinile au o singură duză:

-**maşinile** inferioare pot fi cu două duze;

-**diametrul** duzei determină presiunea. volumul şi viteza;

-**ansamblul mecanismului** de control şi comandă este programabil pentru controlul poziţiei duzei:

-**duza** poate fi ridicată sau coborâtă pe o zonă de 150° şi poate fi rotită cu 360°.

***Maşini le** montate **la** fundul tancului* - întreţinerea lor constă în asigurarea că au filtrul curat şi că valvulă de stop este strânsă. Corecta utilizare a maşinilor. nivelul uleiului de ungere. şi jetul corect al duzei pot fi confirmate de observaţia că în tanc sunt condiţii de gas free, dar inspecţiile vor trebui să fie făcute după nu mai mult de şase folosiri sau la intervale de 12 luni sau chiar mai des.

Bibliografie

[1]. I. C. S. International Safety Guide for Oil Tankers & Terminals 3-rd Edition, Witherby Marine Publishing, London, 1990

[21. C. Baptist Tanker hand book for deck officers London. 1989

[3]. G. A. B. King Tanker practice Stanford Maritime Ltd., London, 1974

[4]. D. Rutherford Tanker cargo handling Ch. Griffin & Co Ltd., London. 1980

[5]. * * * R. O. B. - Procedure A complement to "Ocean Sea Guid for Tankers" Witherby & Co Ltd., London, 1973

[6]. I. M. O. Crude Oil Washing Sistem I. M. O., London. 1990

[7]. Drew Ameroid Marine Tank Cleaning Manual Drew Ameroid Marine. U. S. A., 1985

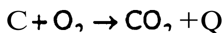
11

INSTALAȚIA DE GAZ INERT

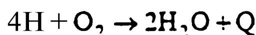
11.1. Introducere

11.1.1. Reducerea riscurilor de foc și explozie pe tancurile petroliere și de produse chimice

Principalul risc pe care îl prezintă tancurile care transportă lichide inflamabile în vrac - țiței, produse petroliere, solvenți sau alte produse chimice, gaze lichefiate - îl constitue focul și explozia, deoarece în atmosfera din tancurile de marfă se vor găsi întotdeauna substanțe combustibile, în stare gazoasă, provenite din mărfi. Substanțele combustibile sunt în general hidrocarburi sau derivate ale acestora. Ele conțin deci carbon (C) și hidrogen (H) care in procesul de ardere suferă reacțiile:



$$C + O_2 \rightarrow CO_2 + Q$$



$$4H + O_2 \rightarrow 2H_2O + Q$$

Căldura degajată (Q) este destul de marc pentru a permite formarea unei flăcări vizibile ce traversează tot amestecul gazos. Atunci când arderea are loc la suprafața unui lichid, căldura produsă este in mod normal suficientă pentru a produce noi cantități de vapori, care îi vor inlocui pe cei consumați în reacția de oxidare și lichidul continuă să ardă,

Arderea poate avea loc dacă se îndeplinesc concomitent trei condiții, considerate a fi vârfurile unui triunghi, denumit triunghiul focului; existența unui material combustibil, a oxigenului (O_2) în cantități suficiente pentru a întreține arderea și prezența unei surse de aprindere. O sursă de aprindere poate iniția arderea numai în cazul în care concentrația amestecului gazos se situează intre anumite limite, numite limite de inflamabilitate sau de explozie. Rezultatul arderii este o creștere bruscă a temperaturii și presiunii.

Presiunea finală intr-un container închis în care arde un amestec inflamabil hidrocarburi-aer este de aproximativ 9 atmosfere. Este evident că punțile și pereții etanși ai

tancurilor. care se testează la o presiune pozitivă de 0,24 atm. se vor rupe încă din faza de început a exploziei.

Pentru eliminarea riscului de foc şi explozie la bordul tancurilor este deci necesar să se înlăture posibilitatea ca un amestec inflamabil şi o sursă de aprindere să se găsească în acelaşi timp în acelaşi loc.

Eforturile pentru prevenirea accidentelor determinate de foc sau explozii s-au îndreptat în două direcţii:

-eliminarea surselor de aprindere;

-reducerea la minimum a perioadelor în care concentraţia gazelor combustibile din atmosfera tancului se situează între limitele de explozie.

în ceea ce priveşte primul obiectiv, s-au făcut progrese importante în identificarea de noi surse de aprindere, care în trecut erau necunoscute sau inexplicabile. Totuşi aceste surse nu pot fi controlate în totalitate de proiectant sau de către personalul de exploatare. Se impune astfel prevenirea formării amestecurilor explozive în atmosfera cargotancurilor. adică situarea concentraţiei gazelor combustibile in afara limitelor de explozie.

O cale de realizare a acestui deziderat îl constituie menţinerea în tanc a unei atmosfere inerte prin înlocuirea aerului. ce conţine oxigenul necesar arderii, cu un gaz ce nu întreţine arderea. În acest scop se folosesc *sisteme de gaz inert.*

Sistemele de gaz inert au fost folosite pentru prima dată pe nave petroliere în 1925, în SUA. Metoda a fost privită cu neîncredere şi în anii următori a fost abandonată. Abia după 1932 o serie de companii ("SANOIL" - SUA şi mai târziu "BRITISH PETROLEUM" - Anglia) dotează navele lor cu sisteme de gaz inert. Începând cu 1963 majoritatea navelor petroliere nou construite încep să fie doate cu astfel de sisteme, care devin tot mai sigure. Obligativitatea dotării navelor petroliere, de un anumit tonaj, cu sisteme de gaz inert apare după 25 mai 1980, când intră în vigoare Convenţia SOLAS 1974.

Prin Protocolul SOLAS 1978 şi apoi prin Amendamentele din 1981 şi 1983 se aduc noi precizări privind proiectarea, funcţionarea, întreţinerea. verificarea, etc., sistemelor de gaz inert destinate atât tancurilor petroliere, cât şi tancurilor de produse chimice în vrac.

11.1.2. Definiţii

Termenii folosiţi în acest capitol au următoarele semnificaţii:

Combustibil sau *inflamabil* (referitor la un lichid. amestec gazos sau alt material) - capabil de a se aprinde sau arde. în cazul tancurilor ce transportă produse petrolire. subsatnţele inflamabile sunt hidrocarburi.

Domeniu de explozie sinonim cu *domeniu (interval) de inflamabilitate* - domeniu de concentraţii ale substanţelor inflamabile în amestecul format de acestea (dacă sunt gazoase) sau vaporii acestora cu aerul. domeniu situat între limita inferioară de inflamabilitate (explozie) şi limita superioară de inflamabilitate (explozie). Acest amestec gazos este inflamabil.

Limita inferioară de inflamabilitate sau *de explozie* (Lower flammable limit. LFL sau Lower explosive limit. LEL) - concentraţia gazelor inflamabile în amestecul format de acestea cu aerul. concentraţie sub care substanţa inflamabilă (care arde) este în cantitate insuficientă pentru a putea întreţine sau propaga arderea.

Limita superioara de inflamabilitate sau *de explozie* (Upper flammable limit. UFL sau Upper explosive limit, UEL) - concentraţia gazelor inflamabile în amestecul format de acestea

cu aerul. concentrație peste care există insuficient aer (deci insuficient oxigen. O_2) pentru a întreține sau propaga arderea.

Condiții inerte (Inert Conditions) referitoare la atmosfera din tancuri - situație în care in atmosfera tancului concentrația oxigenului este egală sau mai mică de 8% vol. condiții realizate prin introducerea unui gaz inert; în aceste condiții amestecul gazos nu poate întreține sau propaga arderea.

Gaz inert (Inert Gas) - un gaz care este chimic inactiv și care este incapabil de a reacționa cu alte substanțe sau de a permite desfășurarea oricărei reacții chimice. Gazul inert folosit pentru prevenirea incendiilor în tancuri este o substanță gazoasă sau un amestec de gaze, cum ar fi gazele de evacuare (ardere), care conțin insuficient oxigen pentru a intcține arderea substanțelor inflamabile (hidrocarburilor).

Sistem de gaz inert (Inert Gas System) - o instalație de gaz inert împreună cu sistemul de distribuție al gazului inert, mijloacele de prevenire a pătrunderii gazelor din cargotancuri în sala mașinilor, instrumentele de măsură fixe și portabile și aparatele de control.

Instalație de gaz inert (Inert Gas Plant) - toate echipamentele special instalate pentru producerea, răcirea, comprimarea, supravegherea și controlul debitării gazului inert spre cargotancuri.

Sistem de distribuție al gazului inert (Inert Gas Distribution System) - toate conductele. valvulele și armăturile ce folosesc la distribuția gazului inert in cargotancuri și la evacuarea gazului în atmosferă. pentru a proteja tancurile de suprapresiune sau vid excesiv.

Gaz petrolier (Petroleum Gas) - amestecul de substanțe gazoase degajate de țiței sau produsele petroliere obținute din țiței. Este format în principal din hidrocarburi dar poate conține și alte gaze ca: hidrogen sulfurat, alchil-Pb, etc.

Presiune de vapori reală (True Vapour Pressure, TVP) - presiunea absolută exercitată de gazele produse prin evaporarea unui lichid atunci când se atinge, la temperatura respectivă, starea de echilibru și raportul gaz/lichid este efectiv zero. Este presiunea maximă a vaporilor ce poate fi atinsă la temperatura respectivă.

Presiunea de vapori Reid (Reid Vapour Pressure. RVP) - presiunea vaporilor in echilibru cu lichidul, determinată în condiții standard, cu aparatul Reid, la temperatura de 37,8°C (100°F) și la un raport volumetric gaz/lichid 4:1.

Temperatura (punct) de inflamabilitate (Flashpoint) - temperatura cea mai scăzută la care. în condiții determinate și la presiune de 760 torri. lichidul eliberează suficienți vapori pentru a forma un amestec cu aerul ce se aprinde de la o flacără deschisă. Pentru determinarea în laborator a temperaturii de inflamabilitate se folosesc aparate cu vas închis (closed cup) sau cu vas deschis (open cup). Este obligatorie, la exprimarea temperaturii de inflamabilitate, precizarea tipului de aparat cu care se face determinarea.

Produse petroliere volatile (Volatile Petroleum) - țiței sau produse obținute din țiței ce au un punct de inflamabilitate sub 60°C. determinai cu aparatul cu vas închis. Din această categorie fac parte cele mai multe sortimente de țiței. combustibilii pentru turboreactoare. benzinele).

Produse petroliere nevolatile (Non-volatile Petroleum) - țiței sau derivate ale acestuia ce au punct de inflamabilitate mai mare de 60°C. determinat cu aparatul cu vas închis. Aceste lichide produc. la echilibru. la temperaturile obișnuite de depozitare, transport și manipulare. concentrații ale amestecurilor gazoase ce se situează sub limitele lor inferioare de inflamabilitate. in această categorie intră combustibilii reziduali și combustibilii distilați folosiți în motoarele diesel. Presiunea de vapori Reid a acestor produse este sub 0,007 bar și din acest motiv nu este uzual măsurată și evidențiată în buletinul de analiză.

11.2. Noţiuni generale

11.2.1. Compoziţia şi caracteristicile amestecului gazos hidrocarburi-aer

Produsele petroliere - ţiţeiul şi produsele petroliere uzuale - sunt în generai amestecuri de hidrocarburi, adică substanţe formate din hidrogen (H) şi carbon (C). în ţiţei se găsesc hidrocarburi cu puncte de fierbere cuprinse între -162°C (metanul) şi peste 400°C.

Volatilitatea acestor produse, adică tendinţa acestora de a produce vapori la suprafaţa lichidului, măsurată prin presiunea de vapori, depinde de concentraţia componentelor celor mai volatile, adică cu punctele de fierbere cele mai scăzute. Cu aproximaţie, hidrocarburile care intră în compoziţia amestecului gazos de la suprafaţa produselor petroliere volatile sunt: propanul (C_3H_8), butanul (C_4H_{10}) şi pentanul (C_5H_{12}); acest amestec de hidrocarburi, în stare de vapori (gaz), îl vom nota în continuare HC_{gaz}.

Densitatea relativă, în raport cu aerul, a acestor hidrocarburi, în stare pură, este mai mare decât 1 (tabelul nr.11.1). Densitatea relativă a amestecului acestor hidrocarburi cu aerul este dependentă de concentraţie; ea este mai mare decât 1 pentru amestecurile aflate peste LFL, existând pericolul stratificării, concentraţia cea mai mare a hidrocarburilor fiind în apropierea suprafeţei lichidului. La diluţie cu aer sub LFL acest pericol dispare, densitatea amestecului fiind practic egală cu a aerului.

Limitele de inflamabilitate ale amestecurilor formate din hidrocarburile pure gazoase cu aerul sunt prezentate în tabelul nr. 11.1. Limitele de inflamabilitate ale amestecurilor HC_{gaz} - aer provenite din diverse produse petroliere lichide vor diferi de cele ale amestecurilor hidrocarburi pure - aer. în practică, pentru tancurile ce transportă ţiţei şi derivate ale acestuia uşor volatile, aceste limite sunt considerate: 1% vol - limita inferioară de inflamabilitate (LFL), 10% vol - limita superioară de inflamabilitate (UFL).

Tabelul 11.1. **Caracteristicile amestecurilor gazoase hidrocarburi-aer**

Hidrocarbura	Limite de inflamabilitate, % vol hidrocarburi în aer		Densitate relativă față de aer		
	Inferioară (LFL)	Superioară (UFL)	Hidrocarbură pură	Amestec 50% vol hidrocarburi – 50% vol aer	Amestec la LFL
Propan	2.2	9.5	1.55	1.25	1.0
Butan	1.9	8.5	2.0	1.5	1.0
Pentan	1.5	7.3	2.5	1.8	1.0

11.2.2. Inflamabilitatea amestecurilor HC_{gaz} - aer - gaz inert

Influenţa gazului inert adăugat unui amestec HC_{gaz} - aer, asupra limitelor de inflamabilitate este ilustrată în figura nr. 11.1.

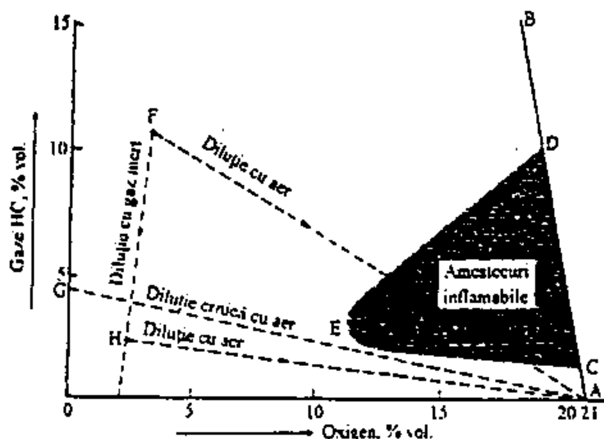


Fig. 11.1. Inflamabilitatea amestecurilor HC_{gaz} - aer - gaz inert

Diagrama prezinți relația dintre concentrația hidrocarburilor gazoase și concentrația oxigenului în amestecul gazos. Linia AB arată această corelație în amestecul HC_{gaz}-aer, fără gaz inert; panta liniei este determinată de reducerea cantității de aer din amestec, pe măsura creșterii concentrației hidrocarburilor. Punctele C și D de pe această linie corespund limitelor de inflamabilitate a vaporilor de țiței, respectiv 1% vol (LFL) și 10% vol (UFL). Orice punct de pe diagramă, situat în stânga liniei AB, corespunde unui amestec HC_{gaz} - aer - gaz inert; cu cât se adaugă mai mult gaz inert, cu atât concentrația oxigenului în amestec va fi mai mică și punctul va fi situat mai spre stânga.

La adăugarea gazului inert unui amestec HC_{gaz} - aer, limitele de inflamabilitate se modifică după liniile CE respectiv DE, intervalul de inflamabilitate se îngustează, iar în punctul E cele două limite LFL și UFL, coincid. Acest punct corespunde unui conținut de oxigen de aproximativ 11% vol. Orice amestec aflat în afara suprafeței CED nu poate arde. Sub 11% voi O_2 nici un amestec HC_{gaz} - aer nu poate arde. Pentru mai multă siguranță concentrația maximă admisibilă a oxigenului, în astfel de amestecuri, s-a stabilit la 8% vol; orice amestec HC_{gaz} - aer ce conține sub 8% vol O_2 nu poate arde în nici o circumstanță.

Punctul F de pe diagramă corespunde unui amestec neinflamabil. Dacă unui astfel de amestec i se adaugă fie aer, fie gaz inert, compoziția sa se va modifica după liniile FA respectiv FH.

La diluția cu aer (ca de exemplu in operațiile de degazare) orice amestec situat deasupra liniei GA va traversa și domeniul de inflamabilitate, adică va forma amestecuri explozive. Numai punctele situate sub linia GA, ce corespund unor amestecuri foarte sărace în hidrocarburi, nu pot deveni inflamabile în nici o situație. Trecerea de la o situație nesigură, corespunzătoare punctului F, la una sigură, corespunzătoare punctului H, este posibilă prin purjare cu gaz inert.

11.2.3. Gaze inerte folosite în prevenirea și stingerea incendiilor

Pentru prevenirea și stingerea incendiilor drept gaze ce nu întrețin arderea pot fi folosite:

-*gazele rare* (inerte): heliu (He), neon (Ne), argon (Ar), cripton (Kr); ele fiind scumpe se folosesc pentru prevenirea incendiilor în operațiile de sudură;

-*azotul pur*, N_2, folosit, din motive economice, in special la inertarea cargotancurilor ce transportă gaze lichefiate;

-*dioxidul de carbon*, CO_2, folosit în instalaţiile de stins incendiul de la bordul navelor,

-*amestec de N_2, CO_2 şi O_2*, în care concentraţia oxigenului nu depăşeşte 5% vol.

11.2.4. Producerea gazelor inerte

Gazele rare se obţin de obicei din aer, prin distilarea aerului lichid

Azotul poate fi obţinut din aer:

-prin distilarea aerului lichid;

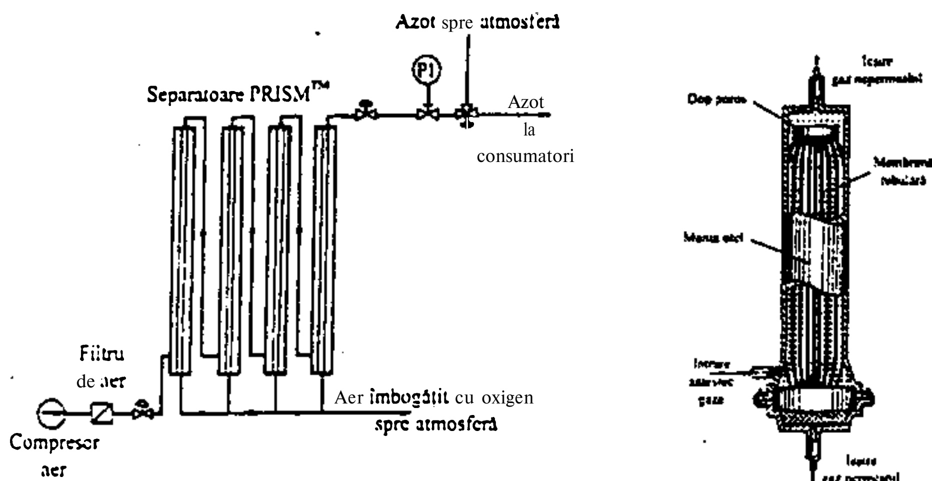
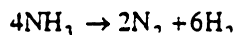


Fig. 11.2. Instalaţie de producere a azotului din aer

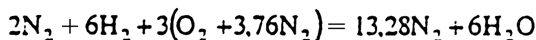
-prin absorbţia oxigenului din aer cu ajutorul unui reactiv regenerabil;

-prin trecerea aerului prin separatoare prevăzute cu membrane semipermeabile sub forma de tuburi cu diametru foarte mic; gazele din componenţa aerului (N_2, O_2, CO_2 şi H_2O) au viteze diferite de deplasare prin membrane, permiţând separarea lor. Azotul, având cea mai mică viteză de deplasare, se acumulează în partea superioară a separatorului obţinându-se un azot cu puritate pană la 99,95% vol. În figura nr. 11.2 este prezentată o instalaţie de producere a azotului ce foloseşte separatoare Prism™ ale firmei Monsanto.

O altă cale de obţinere a azotului este prin descompunerea amoniacului (NH_3) şi arderea hidrogenului rezultat:



$$4NH_3 \rightarrow 2N_2 + 6H_2$$



$$2N_2 + 6H_2 + 3(O_2 + 3.76N_2) = 13.28N_2 + 6H_2O$$

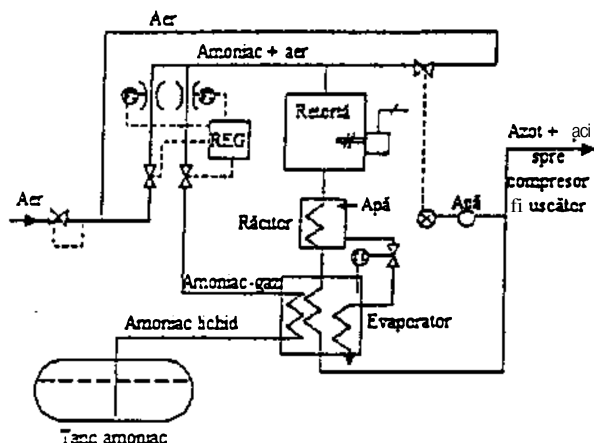


Fig. 11.3. **Instalație** de producere a azotului din amoniac

Din patru **kilomoli** de amoniac **(61** kg amoniac) **se** obțin teoretic aproape 295 Nm^3 **azot**: schema unei **instalații** de producere a azotului este prezentată in figura **nr. 11.3.**

Dioxidul de carbon **se obține** din **carbonați** prin descompunerea termică a acestora sau descompunere cu acizi. Se păstrează in **butelii** sub presiune.

Amestecul de N_2, CO_2 și O_2, acesta din urmă **nedepășind** 5% **vol, este** cel mai utilizat la bordul **navelor** petroliere, fapt pentru care i s-a atribuit denumirea **generică** de *gaz inert.* **Concentrația** de **maxim 5% vol O_2** este limitată de necesitatea reducerii concentrației oxigenului în **cargotancuri** la maxim 8% **vol**, lucru ce poate fi obținut doar prin folosirea unui gaz **inert** cu conținut cât mai mic de oxigen. Ideal ar fi ca acesta să nu conțină **oxigen**, ceea ce **este** imposibil din punct de vedere **practic**, gazul inert rezultând în urma arderii unui combustibil **într-o anumită instalație.**

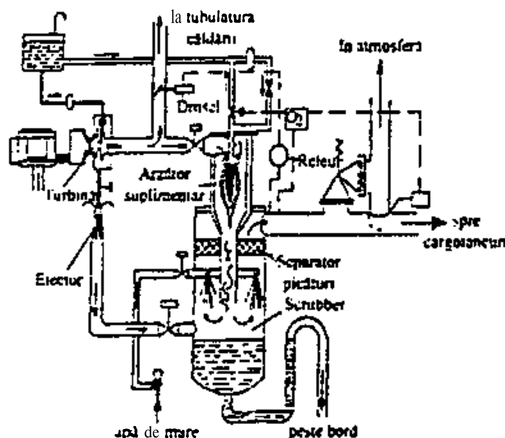


Fig. 11.6. Instalație de gaz inert **ce folosește** gazele de ardere **de** la turbina

Instalațiile de gaz inert **de** la bordul navelor pot folosi gaze **de** ardere **provenite** de la:

-eșapamentul **căldărilor** principale sau auxiliare (figura nr. **11.4)**;

-un **generator** independent de gaz inert (figura nr. **11.5)**;

-o turbină cu gaz, atunci când gazele de ardere sunt trecute printr-un arzător suplimentar **(figura** nr. 11.6).

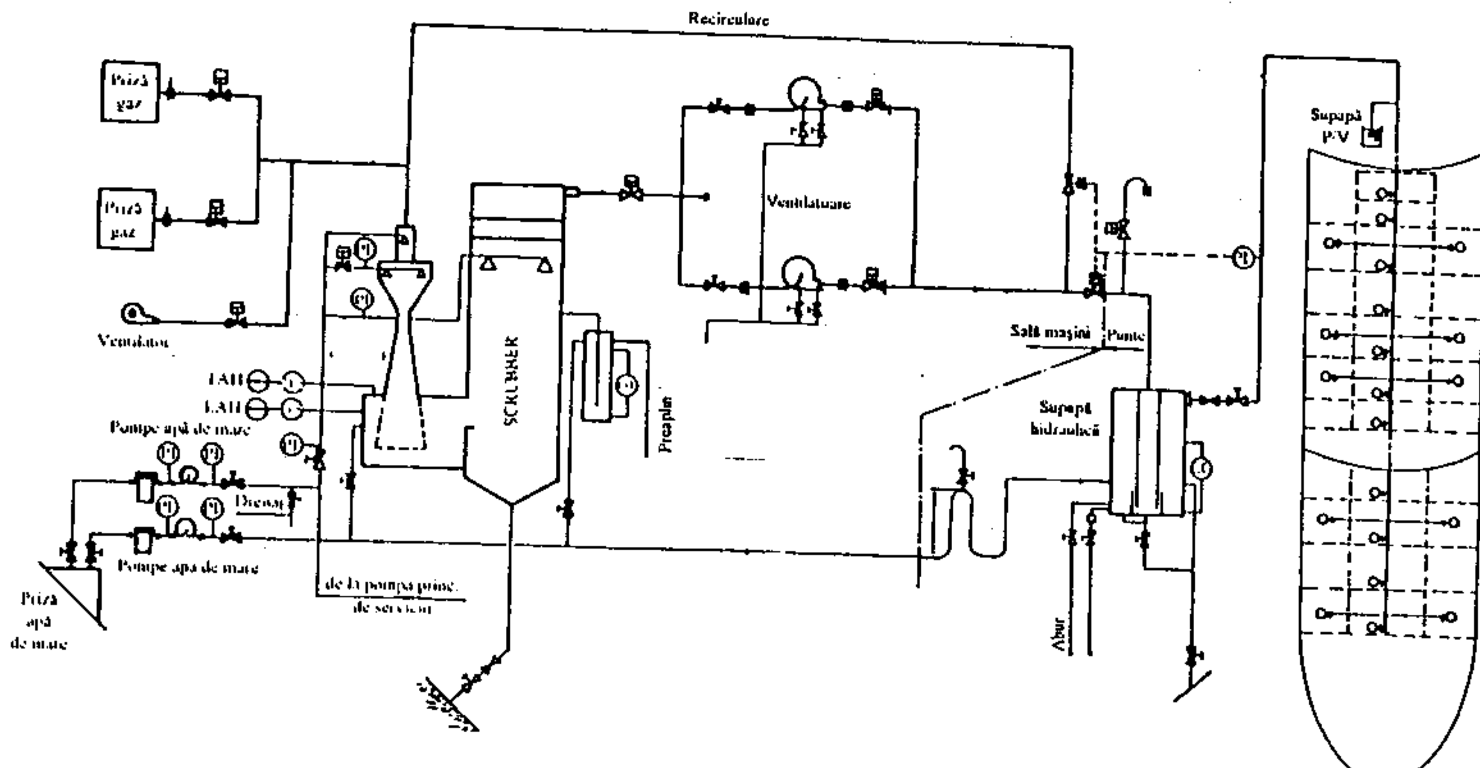


Fig. 11.4. Sistem do gaz inert ce foloseşte gazele de ardere de la căldare.

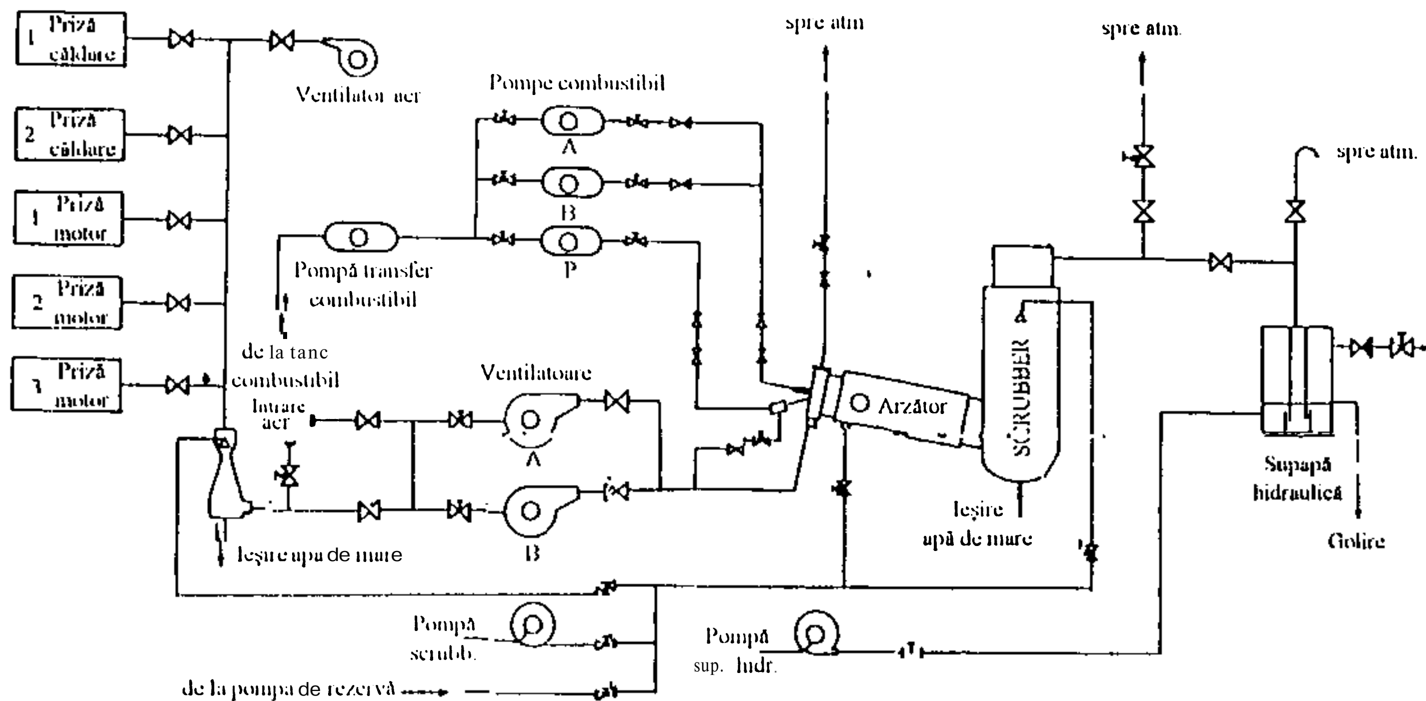


Fig. 11.5. Sistem de gaz inert cu generator independent de gaz.

11.2.5. Calitatea gazului inert obținut din gaze de ardere

în toate cazurile de obținere a gazului inert, acesta rezultă prin arderea unui combustibil. Calitatea gazului va depinde atât de natura combustibilului, cât și de condițiile de ardere.

Când se folosesc gazele de evacuare de la căldările principale sau auxiliare se poate obține, în general, un gaz inert cu un conținut de oxigen sub 5% vol, depinde de modul cum este controlată arderea și de gradul de încărcare al căldărilor. Pentru celelalte două surse de gaz inert conținutul de oxigen poate fi controlat automat și menținut strict între anumite limite, in mod uzual între 1,5 și 2,5% vol și în mod normal nu va depăși niciodată limita de 5% vol.

Arderea combustibililor marini și în special a celor reziduali are loc cu tendință de formare de funingine, de aceea pentru a obține o ardere cât mai bună trebuie să se asigure:

-o pulverizare cât mai fină, pentru a avea o suprafață de evaporare și ardere cât mai mare; pentru a realiza acest lucru viscozitatea combustibilului trebuie să fie suficient de redusă;

-uri amestec cât mai omogen aer/combustibil;

-o vaporizare cât mai eficientă obținută prin recircularea gazelor fierbinți in zona conului de pulverizare și prin preîncălzirea aerului introdus în focar;

-un exces de aer de 10 până la 20%, menținut la valoarea cea mai mică la care arderea are loc firă fum.

Combustibilii marini conțin pe lângă hidrocarburi și compuși cu alte elemente: compuși cu sulf. compuși cu azot, substanțe minerale și compuși organo-metalici. Prin oxidarea acestora se formează dioxid de sulf (SO_2) și în mică măsură trioxid de sulf (SO_3), oxizi de azot (NO și NO_2), cenușă.

Oxizii sulfului reacționează cu apa rezultând acid sulfuros și sulfuric, acizi puternici care atacă metalele producând coroziunea severă a instalațiilor. Eliminarea lor se face prin dizolvare in apă de mare, proces ce are loc în absorber (scrubber):



$$SO_2+H_2O \leftrightarrow H_2SO_3$$



$$SO_3+H_2O \leftrightarrow H_2SO_4$$

Eliminarea lor se face prin dizolvare în apă de mare. proces ce are loc în absorber (scrubber). La temperatura de 15°C se poate elimina până la 99% din cantitatea de oxizi de sulf conținută în gazele de ardere. Pentru eliminarea avansată a oxizilor sulfului, cât și pentru neutralizarea apelor de spălare, ce devin puternic acide producând coroziune și poluarea mediului la deversarea lor peste bord, in uncie instalații se folosesc pentru absorbție și soluții de carbonat de sodiu; in urma reacțiilor de neutralizare se formează sulfiți și sulfați de sodiu, nevătămători pentru mediu:



$$H_2SO_3+Na_2CO_3 \rightarrow Na_2SO_3+H_2O+CO_2\uparrow$$



$$H_2SO_4+Na_2CO_3 \rightarrow Na_2SO_4+H_2O+CO_2\uparrow$$

La temperatura de 15°C se poate elimina până la 99% din cantitatea de oxizi de sulf conținută în gazele de ardere.

Monoxidul de azot (NO) și *dioxidul de azot* (NO_2) nu se pot elimina din gazul inert. Ele sunt în concentrație mică dar sunt toxice. Din fericire ponderea cea mai mare o are NO care este cel mai puțin toxic.

La un exces mic de aer se formează și *monoxid de carbon* (CO); este un gaz toxic care la o concentrație de 1500-2000 ppm produce intoxicații iar la 4000 ppm provoacă moartea. CO nu poate fi redus sub 1000 ppm.

Solidele, sub formă de cenușă sau funingine, sunt nedorite deoarece se pot depune în conducte sau ventilatoare. Ele acumulează umiditate și devin corozive. Impuritățile solide pot fi în proporție de 500 mg/m^3 dar peste 98,5% din ele pot fi eliminate, dacă dimensiunile lor sunt mai mari de 1 μm.

Pentru a putea fi trimise în sistemul de distribuție, gazele inerte, după spălare, vor fi uscate și răcite. Temperatura gazului nu trebuie să depășească cu mai mult de 5°C temperatura apei de mare folosită în scrubber.

Compoziția aproximativă a unui gaz inert obținut din gaze de ardere este:

-*O_2*, în concentrație de 3 pană la 4% voi ,pentru gazele provenite de la căldări și poate ajunge pană la 0,5% pentru celelalte surse de gaz inert;

-*CO_2*, între 13,5% vol și 15% vol;

-*SO_2*, mai puțin de 150 ppm, după scrubber,

-*N_2*, diferența.

11.2.6. Metode de înlocuire a gazelor din tancurile de marfă

Există trei operații în care se impune înlocuirea gazelor existente în tancurile de marfă cu altele:

-*inertarea*, adică introducerea de gaz inert în tanc în scopul obținerii condițiilor inerte;

-*purjarea*, adică introducerea de gaz inert într-un tanc în care atmosfera este deja inertă in scopul reducerii în continuare a conținutului de oxigen și/sau reducerii concentrației hidrocarburilor gazoase la un nivel la care. dacă urmează o diluție cu aer, amestecul să nu poată întreține arderea;

-*degazarea* (operația de gas-free), adică introducerea într-un tanc. compartiment sau container a aerului proaspăt până la o concentrație la care să nu mai existe în acesta gaz inflamabil. toxic sau inert, condiții cerute de intrarea în tanc, lucru cu foc etc.

În toate aceste situații înlocuirea gazului existent în tanc se poate realiza prin una din următoarele metode:

1. *diluția*, care este un proces de amestecare (figura nr. 11.7 a,b,c);
2. *dislocuirea*, care este un proces în care apare stratificarea amestecului gazos din tanc (figura nr. 11.7 d).

Concentrația gazelor, in diverse puncte ale tancului, este diferită în cazul folosirii uneia sau alteia dintre metode pentru înlocuirea atmosferei din tanc. Cele două metode au un efect marcant asupra metodei de supraveghere a atmosferei, fiind necesară o interpretare corectă a indicațiilor aparatelor de măsură folosite (vezi diagramele din figura nr. 11.8).

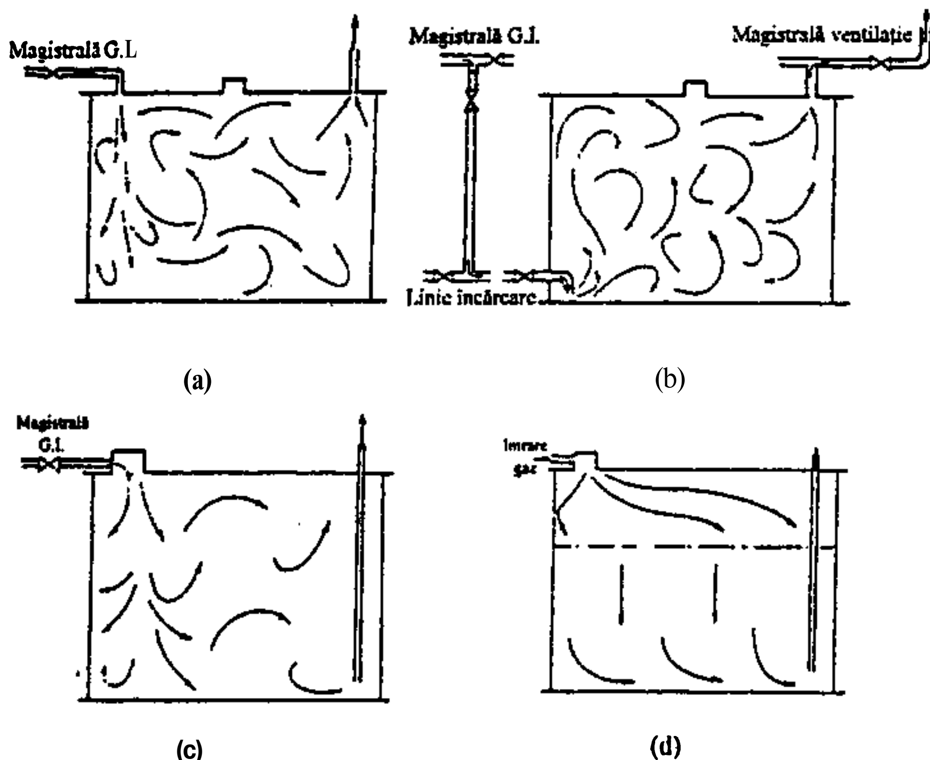


Fig. 11.7. Operații de înlocuire a gazelor din cargotancuri:
a), b), c) diluție; d) disiocuire

Din punct de vedere teoretic două gaze formează un amestec omogen. în cazul introducerii unui gaz G peste unul preexistent în tanc, G_0, în cazul diluției, concentrația gazului original, G_0, scade exponențial. Din punct de vedere practic viteza de înlocuire a

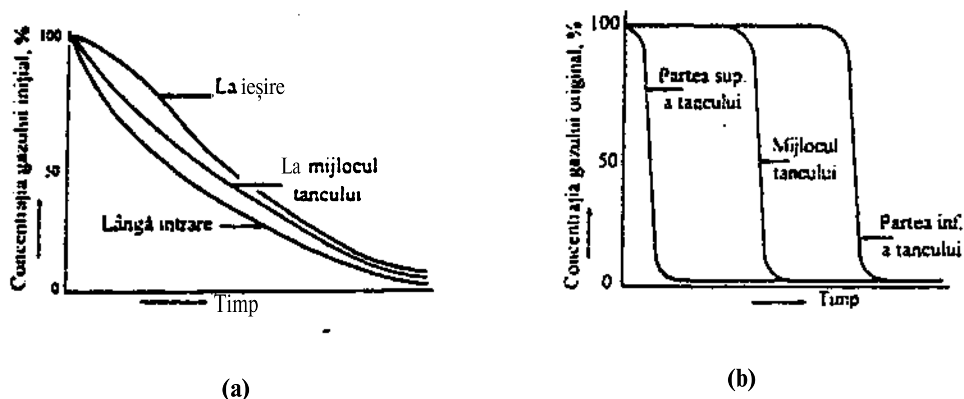


Fig. 11.8. Evoluția concentrației gazelor din tancurile de marfă în timpul operațiilor de:
a) diluție; b) disiocuire

gazului original depinde de fluxul de gaz G. viteza cu care acesta intră in tanc. dimensiunile tancului. Pentru a se obţine o înlocuire completă a gazului este important ca viteza gazului ce intră în tanc să fie suficient de mare pentru a atinge partea inferioară a tancului şi a provoca o mişcare turbulentă a gazelor şi deci un amestec cât mai omogen.

În cazul dislocuirii. ideal ar fi ca între gazul mai uşor ce intră în tanc. G. şi cel mai greu, original din tanc, Go, să se realizeze o interfaţă orizontală stabilă; de aceea viteza de intrare a gazului G trebuie să fie relativ mică. în practică această interfaţă nu este netă şi pentru a obţine un grad avansat de dislocuire este necesar un volum de gaz de intrare mai mare decât cel pe care trebuie să-l înlocuiască.

Folosirea uneia sau alteia dintre metode depinde de mai mulţi factori şi pentru punerea în practică a acestor metode sunt posibile mai multe aranjamente.

Aranjamentul 1 (figura nr. 11.7a.) - gazele sunt introduse pe la partea superioară a tancului astfel încât să se obţină o penetrabilitate maximă şi o amestecare cât mai bună în tanc. Metoda folosită este diluţia. Gazele înlocuite ies tot pe la partea superioară prin conductele de aerisire ale fiecărui tanc şi apoi prin magistrala de aerisire.

Aranjamentul 2 (figura nr. 11.7b.) - gazele se introduc pe la partea inferioară a tancului şi sunt eliminate pe la partea superioară, fie prin conducta individuală de ventilaţie, fie, dacă tancul este prevăzut cu valvule de izolare, prin magistrala de gaz inert spre coşul de aerisire. Metoda folosită este diluţia.

Aranjamentul 3 (figura nr. 11.7c. d.) - gazele se introduc pe la partea superioară a tancului şi ies pe la partea inferioară. Metoda folosită este dislocuirea dacă diferenţa de densitate între gazul care intră şi cel existent este mare dar poate fi şi diluţie dacă această diferenţă este mică şi gazul intră cu viteză mare. Pentru captarea gazelor care ies se folosesc conducte de purjare; punctul de absorbţie al gazelor este situat la un metru de baza tancului iar partea de deasupra punţii are o înălţime de doi metri, pentru a reduce cantitatea de vapori periculoşi pe punte.

11.2.7. Cerinţe impuse instalaţiilor de gaz inert

Destinaţia principală a instalaţiei de gaz inert o constituie protecţia tancurilor de marfă ale petrolierelor împotriva incendiilor şi exploziilor. în plus ea asigură şi o reducere a coroziunii şi o creştere a capacităţii de pompare.

Navele echipate cu instalaţii de gaz inert trebuie să aibă cargotancurile menţinute tot timpul în condiţii de neinflamabilitate, adică:

-tancurile trebuie să fie în condiţii inerte tot timpul. cu excepţia situaţiei când este necesar să fie gas-free pentru inspecţie sau lucru; oxigenul trebuie să fie sub 8% vol iar presiunea in tanc pozitivă;

-trecerea de la atmosfera inertă la condiţiile de gas-free trebuie să se facă Ωră a se traversa domeniul de inflamabilitate; aceasta înseamnă că înainte de a se trece la introducerea aerului, atmosfera din tanc trebuie diluată. prin puijare cu gaz inert, până când concentraţia hidrocarburilor ajunge sub linia de diluţie critică cu aer (linia GA din figura nr. 11.i);

-dacă o navă este în condiţii de gas-free, înainte de a se ajunge în portul de încărcare, tancurile trebuie inertate.

Pentru a menţine tancurile în condiţii de neinflamabilitate. instalaţiei de gaz inert i se impun următoarele cerinţe:

a) să fie capabilă să inerteze toate tancurile goale:

b) să funcționeze în timpul descărcării. debalastării. spălării cu țiței a tancurilor, curățirii tancurilor;

c) să purjeze tancurile înainte de operația de gas-free;

d) să mărească presiunea în tancuri. atunci când pe timpul voiajului apare această necesitate.

Instalațiilor de gaz inert destinate tancurilor ce transportă țiței li se impun aceleași cerințe ca și celor destinate tancurilor ce transportă produse petroliere diverse sau vrachierelor combinate. În cazul ultimelor tipuri de nave există doar unele diferențe de operare legate în special de temperatura de inflamabilitate a produselor transportate.

11.3. Componența sistemului de gaz inert obținut din gaze de ardere

în principiu, sistemul de gaz inert este constituit din: instalația de producere a gazului inert, sistem de blocare a pătrunderii gazelor din tancuri spre instalația de gaz inert, sistem de distribuție a gazului inert (figura nr. 11.9).

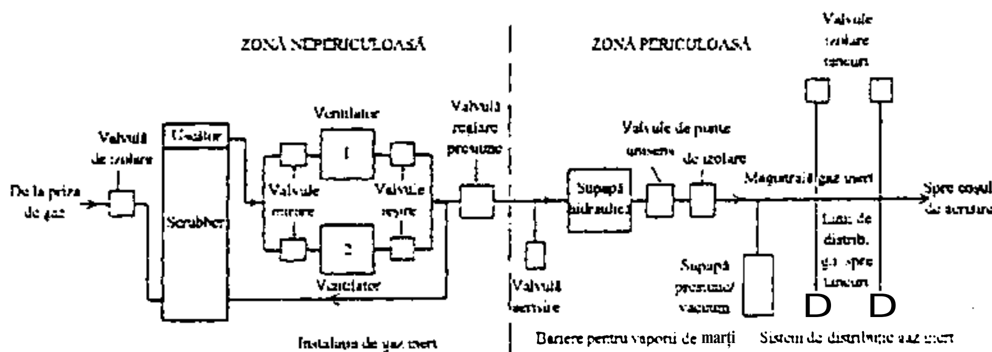


Fig. 11.9. Schema de principiu a unui sistem de gaz inert

Sistemul cuprinde valvulă de gaze (1). plasată la 1-2 m de eșapamentul căldării. prin care trec gazele fierbinți spre scrubber (2). Aici gazele sunt răcite. curățate de impuritățile solide. oxizii de sulf și picăturile de apă. Gazele curate sunt trimise spre ventilatoarele (3) ce trimit gazul prin supapa hidraulică (5), valvulă unisens (6) și valvulă izolatoare (7) spre tancurile de marfă. Presiunea gazului trimis spre tancuri este reglată de valvulă de reglare a presiunii (4) plasată imediat după ventilatoare. După valvulă izolatoare. pe magistrala de gaz inert. se montează un întrerupător de presiune/vacuum ce are rolul de a proteja cargotancurile de vid sau suprapresiune cauzate de defecțiuni în instalație.

De la valvulă izolatoare pornește magistrala de gaz inert, ce se întinde de-a lungul punții și prezintă ramificații spre fiecare tanc, gazul inert fiind debitat pe la partea superioară a tancurilor.

11.3.1. Priza de gaze de ardere

Punctul de prelevare al gazelor de ardere trebuie astfel ales încât gazul să nu fie prea fierbinte la intrarea în scrubber şi să nu formeze depuneri dense pe valvulele de izolare.

Debitele de gaz din instalaţia de gaz inert sunt mari iar presiunile de. lucru mici. Din acest motiv instalaţia trebuie să prezinte rezistenţe de curgere cât mai mici. Ca urmare tubulaturile vor avea diametre mari, rezultând viteze de curgere mici. iar valvulele de pe traseul de gaz vor avea coeficienţi de curgere cat mai mari (numim *coeficient de curgere* cantitatea de gaz ce trece prin valvula deschisă provocând o cădere de presiune de o atmosferă). Ca valvulă de izolare se va folosi o valvulă tip fluture.

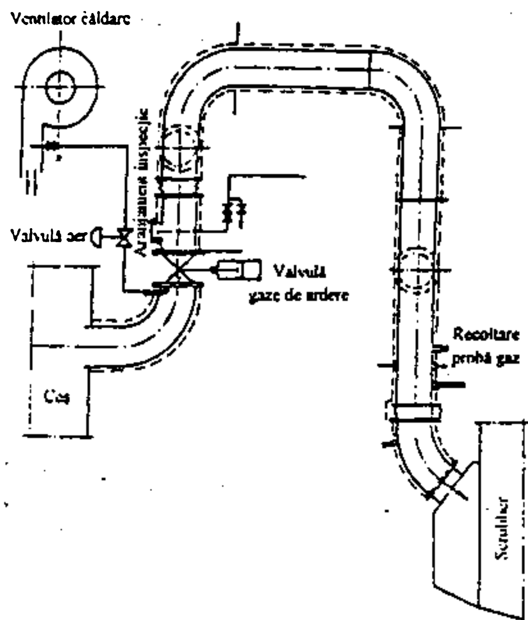


Fig. 11.10. Priză de gaz inert

Când priza de gaz va fi închisă, gazele se vor răci permiţând acidului sulfuric să condenseze pe metal şi să producă puternice coroziuni. Pentru a preveni acest lucru, s-a prevăzut un dispozitiv care. atunci când valvulă este închisă, injectează aer preluat de la suflanta arzătorului căldării (figura nr.11.10).

Îndepărtarea depunerilor solide de pe scaunul valvulei şi de pe fluture se realizează cu un dispozitiv de suflare. Pe tubulatură, în partea superioară a valvulei, se montează o gură de inspecţie, pentru ca operaţia să se efectueze fără demontarea capacului valvulei.

Materialul folosit la confecţionarea valvulelor izolatoare trebuie adaptat la temperatura gazelor ce trec prin ea: pentru temperaturi sub 220°C se poate folosi fonia obişnuită. dar la temperaturi mai mari se vor folosi materiale nu numai rezistente la temperatură ci şi la acţiunea corozivă a gazelor, având în vedere faptul că. atunci când valvula este închisă. gazele stagnante se vor răci şi acidul sulfuric poate condensa. Conducta dintre valvulă izolatoare şi scrubber trebuie să fie confecţionată din oţel foarte rezistent la acizi; ea trebuie să prezinte cât mai puţine îmbinări pentru a preveni acumularea de produse solide corozive.

Dacă se consideră necesară o porţiune de dilatare pe conducta de gaz. aceasta se va monta după valvulă de izolare, astfel încât fluxul de gaz prin ea să fie vertical: pentru construcţia ei se vor folosi materiale foarte rezistente la funinginea îmbibată cu acidul provenit din condens, iar suprafaţa interioară va fi cât mai netedă.

11.3.2. Absorberul (scrubberul)

Absorberul, sau **scrubberul cum** este denumit în **mod** uzual; are, pe lângă țolul său principal de a absorbi **dioxidul** de sulf din gazele de **ardere**, și rolul de răcire a **gazelor** și de a elimina **majoritatea** impurităților solide (**funingine**, cenușă).

Absorbția este operația de difuziune (transfer de masă) **între o fază** gazoasă și o fază **lichidă**, bazată pe **solubilitatea** gazului în lichid Prin absorbție unul sau **mai** mulți dintre componenții unui amestec gazos se separă prin dizolvarea într-un lichid **Gazul se** va dizolva până la **atingerea** unui echilibru, concentrația la **echilibru** fiind funcție de temperatură și presiune.

La temperatură constantă, **corelația** dintre concentrația gazului în lichid și presiune este dată de **legea** lui Henry;

$$p = H \cdot X \text{ sau } X = p/H$$

în care:

p = presiunea gazului, in **atm**;

X = **concentrația** gazului dizolvat, sub formă de fracție molară, în **mol/mol soluție**;

H – constanta Henry, în **atm** (constanta H are dimensiunile unei presiuni).

Legea lui Henry **se** aplică și când gazul are mai mulți componenți sub forma:

$$X_A = p_A/H_A$$

in care:

p_A = **presiunea** parțială a componentului A în faza gazoasă, in atm;

X_A = fracția molară a **componentului** A în lichid în **mol/mol soluție**;

H_A - constanta **Henry** pentru componentul **A**, în atm.

Ținând cont de legea lui **Dalton**, presiunea parțială a **componentului** A este:

$$p_A = Y_A \cdot p$$

in care:

Y_A = fraqia molară a componentului A în amestecul gazos. în **mol/mol** gaz;

p = **presiunea totală** a amestecului de gaze, in atm.

Legea lui Heniy devine:

$$p \cdot Y_A = H_A \cdot X_A \text{ sau } X_A = p \cdot Y_A/H_A$$

Constanta Henry depinde de natura **gazului**, a lichidului în **care** se face absorbția și **de** temperatură. Sub **această formă**, în care **constanta** H **este independentă** de **presiune**, legea **lui** Henry se aplică **sistemelor** reale numai în intervale restrânse de presiune, de aproximativ i atm. în tabelul **nr. 11.2** este **dată** constanta H pentru SO_2 în apă.

Tabelul 11.2. Constanta Henry, H (atm), pentru dioxid **de sulf**, în **apă**

Temp.	0°C	10°C	20°C	30°C	40°C	50°C	60°C	80°C	100°C
H	16.45	24.2	35.0	47.9	65.2	86.0	11.0	168	-

Constanta Henry este cu atât mai mică cu cat solubilitatea gazului este mai mare. de aceea ea scade cu creșterea temperaturii.

Alte două condiții necesare și avantajoase absorbției sunt:

-suprafața cat mai mare de contact între gaz și lichid. realizată prin divizarea fluidelor în filme subțiri. stropi sau bule;

-viteze mari ale fluidelor (debit mare al lichidului absorbant).

În instalațiile de gaz inert de la bordul navelor lichidul absorbant uzual este apa de mare. care este disponibilă în cantități mari, dar pot fi folosite și alte lichide absorbante. care implică cheltuieli mai mari.

Înainte de intrarea gazelor în turnul de absorbție ele sunt răcite fie prin trecere printr-o ploaie de apă, fie prin barbotare printr-un dispozitiv de etanșare cu apă. Un astfel de dispozitiv poate seni și pentru prevenirea oricăror scurgeri de gaz. atunci când scrubberul este deschis pentru întreținere și inspecție.

Soluțiile constructive pentru absorbere, adoptate de firmele producătoare, diferă considerabil.absorberul trebuie să fie proiectat în corelație cu tipul de navă, natura mărfii, natura combustibilului ars și tipul de echipament de ardere, cantitatea de gaz inert ce trebuie obținută și calitatea acestuia.Toate tipurile constructive urmăresc un contact cat mai bun între gaze și lichidul absobant; din acest punct de vedere se disting patru tipuri de absorbere: cu talere, cu umplutură, cu pulverizarea apei, absorbere combinate.

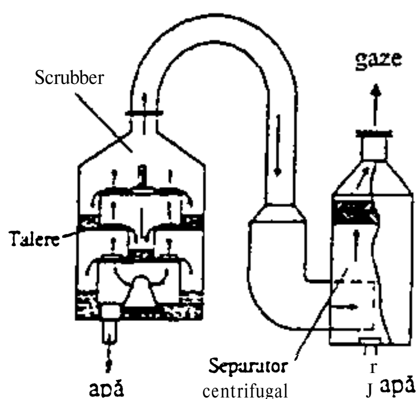


Fig. 11.11. Scrubber cu talere

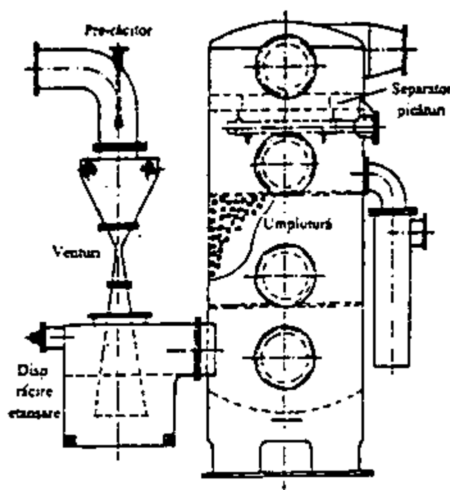
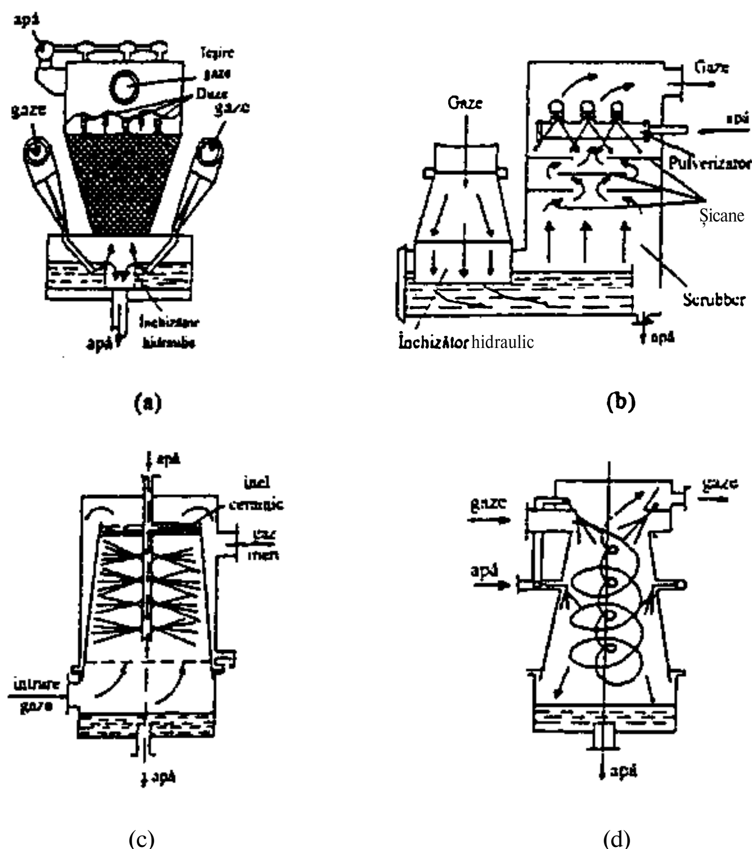


Fig. 11.12. Scrubber cu umplutura

Absorberele (scrubberele) cu talere (figura nr.11.11). în acest tip de absorber gazele care circulă de jos în sus prin clopote sunt obligate să barboteze prin lichid. pe fiecare taler având loc absorbția oxizilor de sulf și antrenarea, de către lichid, a particulelor solide.

Absorberele (scrubberle) cu umplutură (figura nr. 11.12). La absorberele cu umplutură talerele sunt înlocuite cu unul sau mai multe straturi de umplutură, calculate ca talere echivalente. Umplutura poate fi piatră.cuarț sau materiale plastice. Filmul de lichid de la suprafața umpluturii este fin oferind o suprafață de contact mare, o viteză de difuzie și un timp de contact gaz-lichid mari.



(c) (d)

Fig. 11.13. Scrubbere cu pulverizarea apei: a - cu duze; b, c - fără duze; d - centrifugal

Absorberele (scrubberele) cu pulverizarea apei. La acest tip de absorbere se disting două variante constructive: cele ce folosesc diuze pentru pulverizarea apei (figura nr. 11.13a) și cele ce folosesc plăci sau conducte perforate (figura nr. 11.13b,c). În general aceste absorbere au o eficiență scăzută la îndepărtarea particulelor solide. O mai bună separare a acestora se obține în scrubberul centrifugal (construit de firma JAKO). Mișcarea gazelor în camera în care se pulverizează apa are o traiectorie elicoidală, forțele centrifuge ce acționează asupra particulelor solide acționând favorabil separării lor (figura nr. 11.13d).

Absorberle (scrubberele) combinate. Absorberele combinate folosesc două sau mai multe trepte de prelucrare a gazelor (figura nr. 11.14). Ele au eficiență sporită atât in eliminarea oxizilor de sulf. cât și a impurităților solide.

La partea superioară a absorberului se prevăd unul sau mai multe filtre separatoare de picături, pentru reținerea picăturilor de apă antrenate de gaze, fie sub forma unor paturi de polietilenă, fie uscătoare tip ciclon.

Scrubberul trebuie să fie proiectat în corelație cu tipul de navă, natura mărfii, natura combustibilului ars și tipul de echipament de ardere, cantitatea de gaz inert ce trebuie obținută și calitatea acestuia.

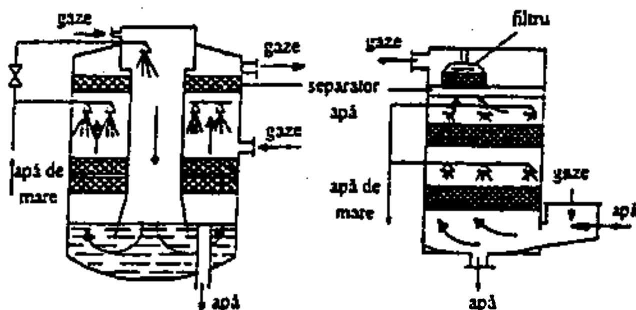


Fig. 11.14. Scrubbere combinate

Pentru navele ce transportă țiței, scrubberul trebuie proiectat astfel încât să elimine cel puțin 90% din SO_2. Și efectiv toate impuritățile solide din gazele de ardere. Pentru navele ce transportă produse petroliere condițiile de calitate sunt mai severe.

La proiectarea aparatului trebuie să se aibe in vedere ca eficienta acestuia să nu scadă, atunci când nava balansează, sub trei procente iar temperatura gazelor la ieșire să nu depășească cu mai mult de 3°C pe cea luată in calcul.

Alimentarea cu apă trebuie să se facă de la o pompă independentă dar să existe posibilitatea de a folosi o altă pompă (de Ia instalațiile de incendiu, de balast, de santină, sanitară) flră insă a perturba funcționarea altor instalații. Pompele trebuie să nu producă înnecarea scrubberului.

în partea inferioară a scrubberului se prevăd conducte pentru drenare precum și sistem de încălzire pentru prevenirea înghețării.

Montarea scrubberului trebuie făcută deasupra liniei de plutire pentru a nu apare probleme de drenare, atunci când nava este încărcată.

Pe mantaua scrubberului se prevăd guri de vizitare și vizoare de sticlă pentru a permite curățarea, inspectarea și supravegherea funcționării. Vizoarele trebuie prevăzute cu sticlă dublă și să prezinte o bună rezistență mecanică.

Scubberul trebuie prevăzut cu aparatură de măsură, comandă și alarmă pentru:

-controlul presiunii apei de răcire;

-controlul nivelului apei in absorber;

-controlul temperaturii gazelor.

Materialele din care este construit scrubberul trebuie să fie rezistente la coroziune; se folosesc aliaje metalice rezistente in apă de marc (aliaj Ni-Cr-Fe. oțeluri rezistente la acizi) sau oțel-carbon căptușit cu cauciuc, rășini epoxidice armate cu fibră de sticlă sau alte asemenea materiale cu rezistență chimică mare. în cazul folosirii acestor căptușeli, gazele trebuie bine răcite înainte de a veni în contact cu acestea.

Plăcile perforate, părțile metalice din componența filtrelor umede și a separatorului de picături sunt realizate din oțel rezistent la acizi.

Toate aparatele de măsură, flotorii și senzorii din sistemul de măsură, control și siguranță al scrubberului ce vin în contact fie cu apa. fie cu gazele, trebuie să fie realizate din materiale rezistente la acizi.

11.3.3. Grupul de ventilatoare

Ventilatoarele au rolul de a prelua gazul inert de la scrubber și de a-l trimite spre tancurile de marfă.

Regula 62 paragraful 3.1. din Amendamentul din1981 la Convenţia SOLAS 1974 prevede ca instalaţia de gaz inert să poată trimite spre tancurile de marfă gaz inert cu un debit care să fie cel puţin 125% din debitul maxim de descărcare.

în acest scop instalaţiile de gaz inert pot fi dotate cu:

-două ventilatoare, al căror debit împreună să satisfacă cerinţa de mai sus; de obicei un ventilator este acţionat de o turbină cu abur iar celălalt ventilator, care are capacitate mai mici este acţionat de un motor electric şi foloseşte la menţinerea presiunii în tancuri pe timpul voiajului;

-două ventilatoare, fiecare din ele având debitul necesar satisfacerii cerinţei din Convenţia SOLAS.

Numai în cazuri speciale se admite un singur ventilator, cu condiţia existenţei siguranţei că sistemul de antrenare poate fi imediat remediat cu mijloacele bordului.

Caracteristicile presiune/volum ale ventilatoarelor sunt determinate de cerinţele maxime ale sistemului astfel încât, în orice situaţie de descărcare şi cu toate pierderile de presiune din întregul sistem de gaz inert, să se menţină in tancuri o presiune minimă de 200 mm col. apă.

Ventilatoarele sunt prevăzute cu:

-sistem de spălare cu apă dulce a părţilor interioare;

-scurgeri, pentru fiecare cameră, conectate la tubulatura de efluent a scrubberului;

-guri de inspecţie;

-valvule de recirculare a gazului inert spre scrubber, atunci când lucrează la presiuni scăzute, pentru evitarea supraîncălzirii sau pentru reglarea debitului, când ambele ventilatoare funcţionează.

Carcasele ventilatoarelor sunt construite din oţel carbon căptuşit cu răşini sintetice, cauciuc sau alt material organic rezistent la coroziune. Rotorul se construieşte din aliaje rezistente la coroziune, bronz-aluminiu cu ax din oţel rezistent la acizi. Lagărele folosite vor fi cu bile sau lagăre de alunecare. între axul ventilatorului şi al sistemului de antrenare (atunci când nu este comun) se prevede un cuplaj elastic.

11.3.4. Vavula pentru reglarea presîunii

Valvulă automată pentru reglarea presiunii are următoarele roluri:

-de a preveni reîntoarcerea gazelor din tancuri, în situaţia în care ar apărea o defecţiune la ventilatoare, pompa scrubberului. etc., dar şi în situaţia în care instalaţia de gaz inert funcţionează corect dar au apărui defecţiuni la supapa hidraulică şi/sau valvulă unisens şi presiunea gazului în tanc depăşeşte presiunea de ieşire a ventilatoarelor (cum este cazul operaţiunilor simultane de stripuire şi balastare);

-de a regla debitul de gaz în magistrala de gaz inert, în funcţie de cerinţe.

Pentru îndeplinirea celui de-al doilea roi pot fi folosite mai multe metode, una dintre acestea fiind reprezentată în figura nr. 11.15.

În acest aranjament presiunea din sistem se reglează fără modificarea vitezei ventilatoarelor, excesul de gaz inert fiind returnat în scrubber sau eliminat în atmosferă.

Valvulă pentru reglarea presiunii este o valvulă tip fluture; ea reglează debitul de gaz prin modificarea unghiului de deschidere al fluturelui şi deci prin modificarea secţiunii de trecere a gazelor. Valvula este de tip "normal închis", iar reglarea debitului se face prin intermediul unui transmiţător şi unui regulator de presiune legat la poziţionerul valvulei.

Valvulă poate fi acționată și manual. Ea trebuie să fie dotată cu mijloace de indicare a poziției valvulei: "închis" sau "deschis".

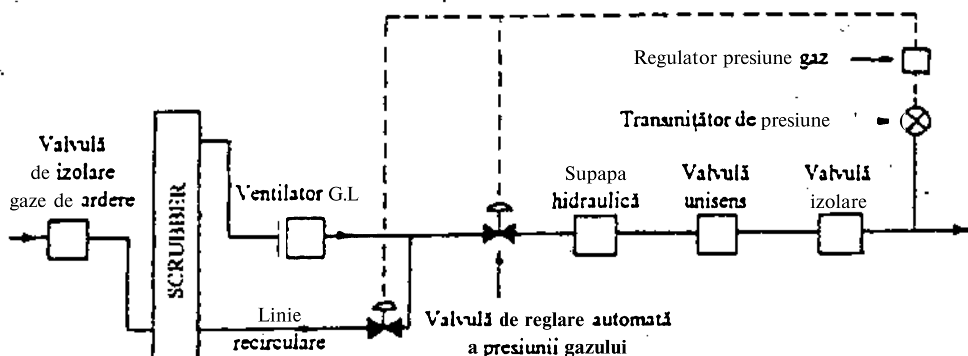


Fig. 11.15. Sistem de control automat a presiunii gazului în sistem

11.3.5. Supapa hidraulică (blocajul hidraulic)

Supapa hidraulică împreună cu valvulă mecanică unisens acționează ca sisteme automate de prevenire a curgerii inverse a gazelor dinspre tancurile de marfă (ce conțin hidrocarburi) spre ventilatoare, scrubber sau spre orice altă zonă a instalației de gaz inert care este considerată sigură din punct de vedere al riscului de explozie.

Supapa hidraulică blochează întoarcerea gazelor din tancuri chiar și atunci când instalația de gaz inert nu funcționează, de aceea este esențial ca aceasta să fie continuu alimentată cu apă și în mod special atunci cdnd nu se livrează gaz inert în sistem .Deși există mai multe soluții constructive, în toate cazurile înălțimea coloanei de apă ce se formează în situația curgerii gazelor dinspre tancuri trebuie să fie suficientă pentru a nu le permite acestora trecerea spre ventilatoare.

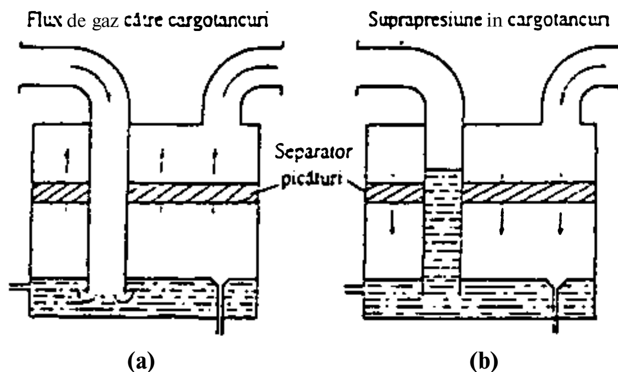


Fig. 11.16. Principiul de funcționare al supapei **hidraulice** de tip umed

Există trei tipuri de supape hidraulice, diferențiate prin cantitatea de apă ce există în camera de etanșare în timpul curgerii normale a gazului inert spre tancuri.

a. *Supapa hidraulică de tip umed.* Principiul de funcționare al acestei supape este ilustrai în figura nr. 11.16. În camera de etanșare apa are un nivel constant, menținut de un prea-plin. La debitarea de gaz inert, acesta

are presiune suficientă pentru a învinge presiunea hidrostatică a lichidului, aşa încât gazul barbotează prin lichid şi trece spre magistrala de gaz inert. Gazul inert va antrena picături de apă de aceea, pentru a preveni transportul acestora în sistem. în partea superioară a supapei se montează un separator de picături.

Dacă se schimbă sensul de curgere al gazului (figura nr. 11.16. b), presiunea în tancuri fiind mai mare decât presiunea de intrare a gazului inert în supapă, gazele din tancuri vor exercita o presiune asupra apei din camera de etanşare producând pătrun-derea apei în conducta de intrare şi blocând astfel gazele.

b. *Supapă hidraulică de tip semi-uscat.* Principiul de funcţionare al acestei supape este acelaşi cu cei al supapei umede numai că se evită barbotarea gazelor prin apă reducându-se cantitatea de apă antrenată de gaz. Pentru realizarea acestui scop apa este menţinută într-o cameră separată, prin acţiunea Venturi (figura nr. 11.17.)

Fig. 11.17. Principiul de funcţionare al supapei hidraulice de tip semi-uscat

c. *Supapă hidraulică de tip uscat.* în timpul trecerii gazului inert prin acest tip de supapă. în camera de etanşare nu se găseşte apă. aceasta fiind drenată pe la partea inferioară. Astfel gazul inert nu se va mai umezi. Orice cădere de presiune în gazul inert (oprirea instalaţiei) sau ridicarea presiunii în tancuri peste presiunea cu care ventilatoarele introduc gaz inert, duce la umplerea cu apă a camerei supapei.

Fig. 11.18. Principiul de funcţionare a supapei hidraulice de tip uscat

Fig. 11.19. Supapă hidraulica

Supapa este prevăzută cu un tanc de apă gravitaţional, construit in corpul supapei, prevăzut cu valvule de umplere şi de golire. Umplerea şi drenarea camerei supapei se face automat, valvulele de golire a tancului gravitaţional şi de drenare a camerei supapei fiind

controlate de nivelul apei in tancul gravitaţional şi in camera supapei şi de presiunea gazului ineπ la ieşirea din ventilatoare. Umplerea tancului gravitaţional se face printr-o valvulă cu comandă pneumatică acţionată de un sesizor de nivel.

în figura nr. 11.18. este prezentată schematic o supapă hidraulic de tip uscat.

Supapele hidraulice trebuie astfel dimensionate încât presiunea coloanei de lichid să nu fie mai mică decât presiunea de deschidere a valvulei presiune/vacuum.

Alimentarea cu apă a su-papei trebuie să se facă dintr-un rezervor izolat hidraulic prin intermediul a două pompe.

Supapele trebuie prevăzute cu guri de vizitare şi vizoare rezistente la şoc. pentru observarea nivelului apei în timpul funcţionării (figura nr. 11.19)

Orice conductă de drenare ce vine de la supapa hidraulică trebuie prevăzută cu un opritor hidraulic în formă de U, de înălţime cel puţin 2 m. Acesta va fi plasat în afara sălii maşinii şi prevăzut cu sistem de împiedicare a îngheţării.

Materialele folosite in construcţia supapelor hidraulice trebuie să fie rezistente la foc şi la acţiunea corozivă a acizilor pe care gazul îl formează cu apa. Se folosesc aliaje rezistente la coroziune acidă dar se poate folosi şi oţel-carbon acoperit cu folii de elastomeri, răşini epoxidice armate cu fibră de sticlă sau cu orice altă acoperire rezistentă in acest mediu.

11.3.6. Valvulă unisens (de reţinere)

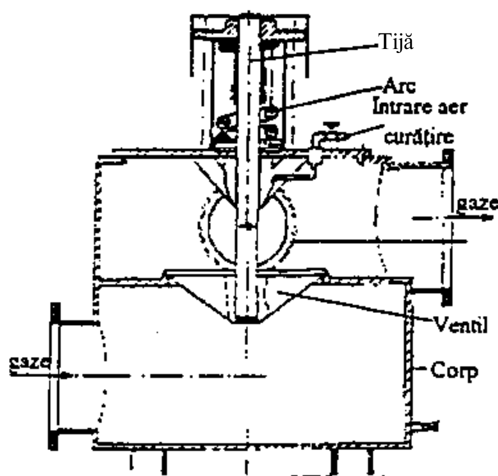


Fig. 11.20. Valvulă unisens (de reţinere)

Valvula unisens este primul dispozitiv automat care împiedică circulaţia inversă a gazelor, dinspre cargotancuri spre ventilatoare. Închiderea automată arc ca scop împiedicarea circulaţiei inverse a gazelor ce conţin hidrocarburi, în situaţia în care ventilatoarele s-au oprit şi supapa hidraulică nu are destul timp pentru umplerea cu apă.

Presiunea din instalaţie fiind scăzută, valvulă trebuie să opună o rezistenţă mică. Din acest motiv părţile mobile trebuie să fie uşoare iar secţiunea de trecere a gazelor cat mai marc.

Partea principală a valvulei este ventilul sub formă de disc ce se sprijină pe un scaun din oţel inoxidabil; etanşarea este realizată de un inel montat într-un canal al discului (figura nr. 11.20). Pentru deschiderea supapei este necesară comprimarea arcului ce menţine valvulă in poziţia inchis, de către gazul ineπ.

în paπea superioară a valvulei este prevăzută o diuză de spălare.

Materialele folosite în construcţia valvulei trebuie să fie metale rezistente la coroziune; pentru carcasa valvulei se poate folosi şi oţelul-carbon căptuşit cu acoperiri organice rezistente la acizi.

11.3.7. Supapa de presiune/vacuum

Rolul acestui dispozitiv este de a proteja cargotancurile în cazul in care în acestea apare presiune excesivă sau se creează vid. Construcția supapei este foarte simplă, principiul de funcționare al unei astfel de supape este prezentat în figura nr. 11.21.

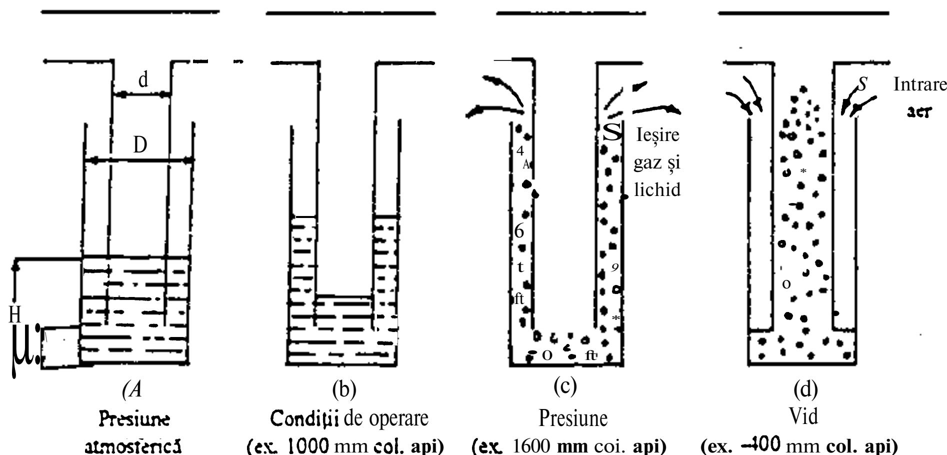


Fig. 11.21. Principiul de funcționare al supapei de presiune/vacuum

Supapa este constituită din doi cilindri concentrici cu diametrele D și d Volumul total de lichid V_t, corespunzător înălțimii H. este constituit din volumul mort, V_m, corespunzător înălțimii h_m, ce rămâne în cilindrul exterior în orice situație de funcționare și volumul circulant V_c, care ocupă ambii cilindri - în condiții normale de funcționare, numai cilindrul exterior - dacă în tancuri apare vid sau numai cilindrul interior - dacă în tancuri se creează suprapresiune. în caz de scădere a presiunii în tancuri, aerul este aspirat în tubul interior, barbotează prin lichid și intră în instalație. in cazul creșterii presiunii peste cea prevăzută, gazul inert intră în cilindrul exterior, barbotează prin lichid și iese în afară prin cilindrul interior.

În proiectarea supapei de presiune/vacuum se iau în considerare:

-o suprapresiune de 2000 mm col H_2O;

-un vid de 700 mm col H_2O.

Debitul posibil de deversat prin supapă trebuie să fie cel puțin egal cu debitul maxim al ventilatoarelor instalației de gaz inert.

Volumul de lichid necesar se calculează în funcție de condițiile de presiune impuse și de densitatea lichidului. Lichidul folosit poate fi un ulei mineral sau un amestec apă dulce/glicol, cu punct de congelare foarte scăzut, acesta fiind folosit mai ales pe vreme rece. Pentru prevenirea pierderii lichidului prin deschiderea bruscă a supapei către atmosferă, în partea superioară se prevede o cameră de colectare din care lichidul recuperat este returnat în supapă.

Supapa este prevăzută cu sticlă de nivel și robinet de drenare.

Materialele folosite în construcția supapei pot fi: oțel-carbon galvanizat, oțel protejat cu acoperiri epoxi-gudron.

11.3.8. Valvule de presiune/vacuum

Aceste valvule sunt proiectate să acționeze în cazul variațiilor mici de volum în atmosfera tancurilor, provocate de variațiile de temperatură din tanc. Ele vor acționa înaintea întrerupătorului (supapei) de presiune/vacuum. Valvulele trebuie inspectate și curățate regulat pentru a le menține în perfectă stare și a preîntâmpina astfel funcționarea întrerupătorului de presiune/vacuum, atunci când nu este neapărat necesară.

11.4. Dispozitive de măsură, reglaj și siguranță

Pentru buna funcționare a sistemului de gaz inert acesta este dotat cu dispozitive de măsură, reglaj și siguranță.Toate aparatele folosite, fixe sau portabile, trebuie să fie gradate într-un sistem unitar de unități și să aibe instrucțiuni clare pentru folosire, calibrare și verificare. Toate dispozitivele de măsură și alarmare cerute de Regula 62 a Convenției SOLAS trebuie să fie stabile la variații ale tensiunii de alimentare, variații de presiune, la vibrații, umiditate, șocuri și coroziune, factori care se întâlnesc în mod normal la bordul navelor.

Scrubberul trebuie să fie dotat cu instrumente de măsură și alarmă pentru:

-debitul de intrare al apei în scrubber; acesta trebuie înregistrat continuu fie cu ajutorul unui debitmetru, fie prin măsurarea presiunii cu un manometru. Dacă apare o scădere de debit sub valoarea indicată atunci se activează o alarmă, iar la o scădere în continuare a debitului se opresc ventilatoarele. Limitele la care se activează alarma sau se opresc ventilatoarele se stabilesc în funcție de caracteristicile constructive ale scrubberului;

-nivelul apei în scrubber; când apa în scrubber atinge un nivel prestabilit se declanșează o alarmă iar la depășirea limitei prescrise pompa de alimentare cu apă se va opri.

Grupul de ventilatoare este prevăzut, pe partea de refulare, cu aparate de măsurare a temperaturii gazelor. Când temperatura atinge 65°C se activează o alarmă, iar la temperatura de 75°C ventilatoarele se opresc automat. în cazul generatoarelor de gaz inert la care gazele trec printr-un răcitor înainte de intrarea în scrubber, răcire necesară protecției materialelor de acoperire folosite la srubber, reglarea temperaturii gazelor, în modul arătat mai înainte, se va face la ieșirea din răcitor și înainte de scrubber.

Supapa hidraulică este prevăzută cu alarmă pentru cazul în care nivelul apei scade sub o valoare prestabilită, dar înainte ca supapa să devină neoperativă. Pentru cazul supapelor de tip uscat alarma pentru nivelul apei este dezactivată când gazul inert trece spre sistemul de distribuție. Atunci când presiunea apei de alimentare a supapei scade sub o valoare prestabilită, sistemul de gaz inert este oprit automat.

Presiunea gazelor in magistrala de gaz inert trebuie să fie supravegheată continuu. Pentru controlul presiunii se realizează un circuit de recirculare (figura nr. 11.22).

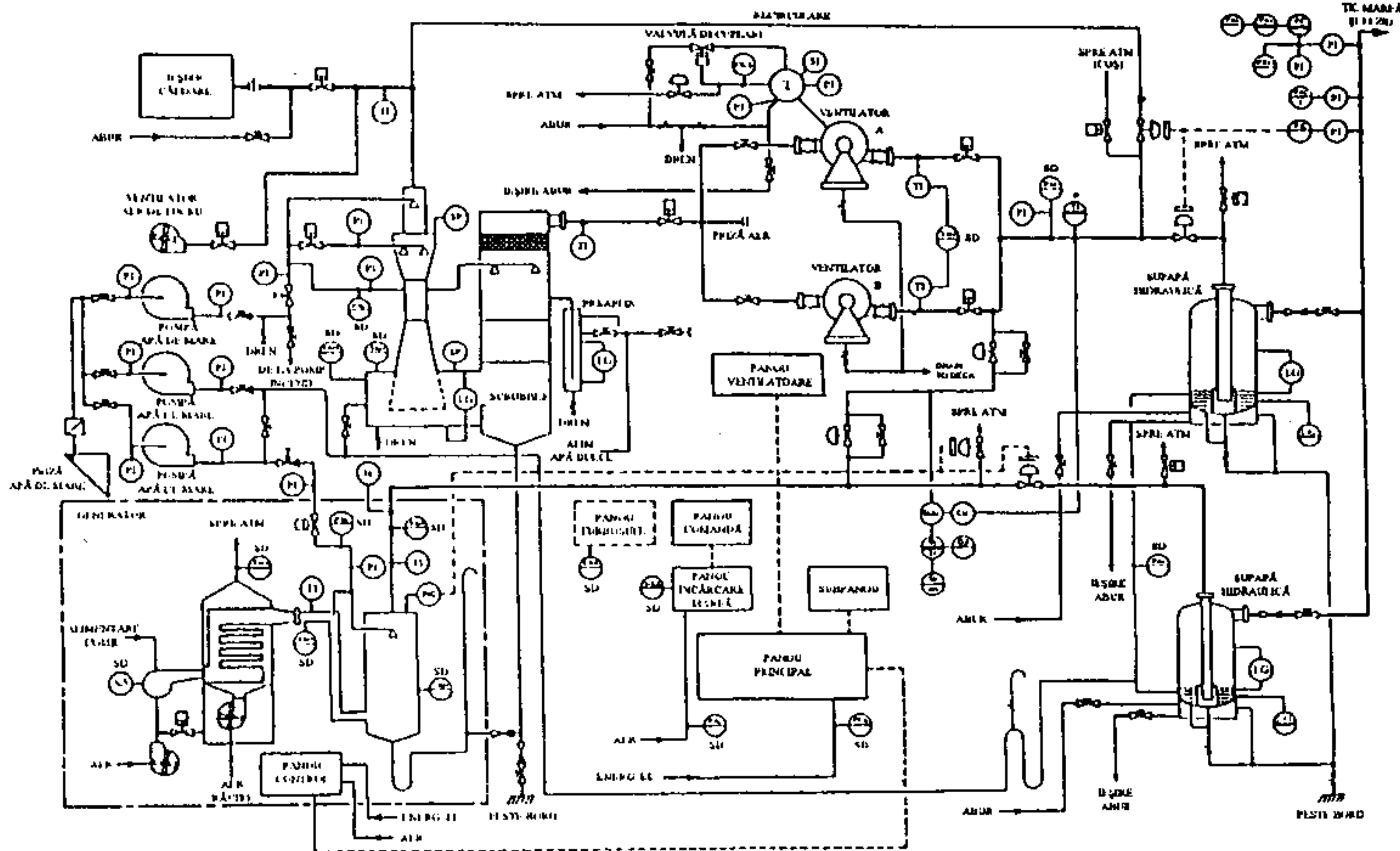


Fig. 11.22. Sistem de gaz inert cu control automat al presiunii ița/ului.

Reglarea presiunii in magistrala de gaz inerт se realizează cu ajutorul valvulelor pentru reglarea presiunii, una montată pe magistrala de gaz inert iar cealaltă în circuitul de recirculare. Sistemul de reglare constă dintr-un transmițător de presiune, montat pe magistrala de gaz inert după valvula de izolare și înainte de valvulă unisens, ce transmite un semnal proporțional cu presiunea gazelor. Alimentarea cu aer a transmițătorului va fi menținută constantă. Cum valvulă de reglare a presiunii este de tip "normal închis", semnalul de la transmițătorul de presiune este inversat de către un controler de presiune și transmis poziționerului valvulei.

Concentrația oxigenului în gazul inerт este determinată cu ajutorul analizoarelor de oxigen. Se impun următoarele puncte de prelevare a probelor:

-un punct în conducta de gaz inert situat după ventilatoare și înainte de valvulă pentru reglarea presiunii; în acest aranjament se vor folosi aparate fixe de determinarea concentrației oxigenului, aparate indicatoare și aparate înregistratoare pentru urmărirea continuă a concentrației oxigenului în magistrala de gaz inert;

-un punct între valvulă pentru reglarea automată a presiunii și supapa hidraulică, pentru folosirea unui aparat portabil.

Aparatele indicatoare și înregistratoare sunt plasate de preferință în camera de control încărcare-descărcare, pe puntea navigației sau în alt loc care este ușor accesibil ofițerului ce urmărește operațiile de încărcare/descărcare. Atunci când concentrația oxigenului depășește valoarea de 5% vol, se declanșează o alarmă.

Comanda diferitelor funcțiuni ale instalației de gaz inert se face de la pupitrul de comandă din compartimentul mașini. Anumite instrumente, dispozitive de alarmare și comandă sunt dublate și amenajate pe subpanouri amplasate în camera de control încărcare-descărcare și pe puntea navigației.

Pentru controlul atmosferei în tancuri se prevăd aranjamente speciale pentru recoltarea probelor și determinarea concentrației oxigenului și hidrocarburilor cu aparate portabile.

11.4.1. Controlul concentrației gazelor

Corecta măsurare a concentrației gazelor depinde de:

-folosirea aparatelor potrivite naturii și concentrației gazelor analizate, respectarea întocmai a instrucțiunilor de calibrare și folosire a aparatelor puse la dispoziție de firmele producătoare ale acestora:

-obținerea de probe reprezentative prin folosirea unor aranjamente corecte de recoltare a probelor și respectarea procedurilor de recoltare.

Măsurarea concentrației oxigenului și a hidrocarburilor gazoase în atmosfere inertate sau neinertate se poate efectua cu aparate fixe și/sau portabile.

11.4.1.1. Analizoare de oxigen

Principalele tipuri de analizoare de oxigen sunt cele care folosesc: senzori paramagnetici, senzori electrolitici și lichide cu absorbție chimică selectivă.

Analizorul cu senzori paramagnetici se bazează pe faptul că oxigenul este puternic paramagnetic pe când celelalte gaze nu. Analizorul are o celulă de probă în care există un corp ușor. suspendat într-un câmp magnetic. Când gazul de analizat este introdus în celulă, în funcție de susceptibilitatea magnetică a acestuia, corpul suspendat prezintă o răsucire; un

curent electric ce trece printr-o bobină va produce un moment de răsucire egal și de sens opus compensând răsucirea corpului suspendat. Curentul elctric egalizator va fi proporțional cu imensitatea câmpului magnetic 41 deci cu susceptibilitatea magnetică a probei, adică va fi proporțional cu conținutul de oxigen.

Analizorul cu senzor electrolitic este construit dintr-o celulă electrochimică în care oxigenul difuzează printr-o membrană ce separă doi electrozi scufundați într-un electrolit lichid sau sub formă de gel. Viteza de difuzie, proporțională cu concetrația oxigenului din probă, determină vitezele reacțiilor de electrod (măsurate sub forma densității de curent electric) și diferența de potențial la bornele celulei.

Analizorul cu lichide absorbante se bazează pe folosirea unui lichid ce absoarbe oxigenul dintr-un amestec gazos. în analizor pătrunde un volum de gaz cunoscut, din care se absoarbe oxigenul provocând o variație de volum a lichidului. Această variație de volum va fi proporțională cu cantitatea de oxigen absorbită.

înregistratoarele de oxigen pot măsura continuu concentrația oxigenului în anumite spații și pot declanșa un semnal acustic și o alarmă vizuală în cazul apariției unei concentrații reduse de oxigen și să avertizeze în caz de atmosferă periculoasă. Aceste instalații folosesc un senzor electrolitic.

11.4.1.2. Indicatoare de hidrocarburi

în funcție de concentrația oxigenului în atmosfera în care se găsesc hidrocarburi gazoase se folosesc trei tipuri de indicatoare: indicator cu filament metalic ce constituie catalizator de ardere a hidrocarburilor, folosite doar la concentrații ale hidrocarburilor sub limita inferioară de inflamabilitate (LFL) și care nu pot fi folosite în atmosferă inertă; indicator cu filament metalic necatalitic, folosit peste LFL; indicator ce măsoară indicele de refracție.

Indicatorul cu filament catalizator de ardere conține un element sensibil format fie dintr-un filament dintr-un catalizator metalic, încălzit electric, fie dintr-o pastilă ceramică cu catalizator de ardere. Atunci când amestecul gazos - hidrocarburi și aer - trece peste catalizatorul încălzit are loc arderea hidrocarburilor și modificarea temperaturii filamentului. Acest fapt arc ca urmare modificarea rezistenței filamentului, modificare proporțională cu concentrația hidrocarburilor în amestecul gazos. Scala indicatorului este gradată în procente din limita inferioară de explozie (0% - 100% LFL și uneori are și o scală fină. 0% - 10% LFL).

Instrumentul are și un circuit compensator, format dintr-un filament în contact direct cu aer curat, pentru a permite compensarea variațiilor de temperatură.

Indicatorul cu filament încălzit, necatalitic are ca element sensibil tot un filament încălzit, dar care nu este catalizator de ardere și un filament compensator. Aducerea la zero a indicatorului se face cu aer sau gaz inert ce nu conține hidrocarburi. La trecerea amestecului cu hidrocarburi, acestea din urmă provoacă o variație a rezistenței filamentului proporțională cu concentrația hidrocarburilor. Deoarece variațiile de presiune modifică semnificativ indicațiile este necesar ca proba de gaz să fie adusă la presiune atmosferică.

Indicatorul cu măsurarea indicelui de refracție este un aparat optic bazat pe diferența dintre indicele de refracție al aerului și al probei de gaz. O rază incidentă este divizată în două, una trecând prin camera cu gaz și alta printr-o cameră cu aer. Razele se recombină în ocular dând o imagine formată dintr-o rețea de linii închise la culoare. Aparatul este inițial reglat cu ambele camere umplute cu aer iar imaginea din ocular este reglată astfel ca o linie închisă să coincidă cu indicația "O" a aparatului. Când în camera de probă se introduce gazul cu hidrocarburi liniile se deplasează proporțional cu modificarea indicelui de refracție și deci

cu concentraţia hidrocarburilor. Se măsoară această deplasare prin noua poziţie a liniei care a fost iniţial zero. Scala poate fi gradată în unităţi de concentraţie sau în alte gradaţii arbitrare, care prin intermediul unui grafic de calibrare poate indica această concentraţie.

Instalaţiile fixe pentru detectarea gazelor inflamabile sunt folosite numai în mică măsură la bordul unor tancuri petroliere pentru a înregistra concentraţia gazelor inflamabile în unele spaţii precum dublul fund sau tunelul conductelor. Măsurarea concentraţiilor gazelor în diverse puncte ale atmosferei se face fie prin plasarea unor senzori în punctele respective, fie prin recoltarea periodică de probe din aceste puncte şi aducerea lor într-un sistem central de măsurarea concentraţiei gazelor. În ambele situaţii rezultatele sunt transmise unui sistem central de control.

Materialele din care sunt confecţionate liniile de recoltare poate influenţa acurateţa măsurătorilor.Tuburile metalice sunt de cele mai multe ori nepotrivite, de aceea se folosesc tuburi flexibile. Pentru recoltarea gazelor emanate de ţiţei, care sunt în general hidrocarburi parafinice, se pot folosi tuburi confecţionate din multe materiale ce sunt rezistente la aceste hidrocarburi, dar atunci când se transportă alte produse petroliere ce emană hidrocarburi aromatice, trebuie să se folosească tuburi pentru care firma producătoare recomandă folosirea lor în aceste cazuri. Tuburile trebuie să fie, de asemenea, rezistente la apă, să nu fie fisurate sau blocate. Ele trebuie să aibă o lungime suficientă pentru a se putea recolta probe şi din "spaţiile moarte" aflate de obicei la partea inferioară a tancurilor. Diferenţa de concentraţie dintre diferitele puncte din atmosfera tancurilor depinde de metoda de înlocuire a gazelor folosită şi de operaţia executată, punctele de recoltare fiind alese în funcţie de acestea.

Pentru recoltarea probelor în vederea determinării concentraţiei de hidrocarburi, pentru ca vaporii de apă să nu ajungă la filament, aparatele de măsură sunt dotate cu filtre de bumbac; este necesară montarea unor filtre suplimentare pe linia de recoltare a probei numai in cazul unei umidităţi excesive, cum ar fi la spălarea tancurilor. în acest caz se folosesc granule de clorură sau sulfat de calciu anhidre care reţin apa dar nu afectează conţinutul de hidrocarburi.

Măsurarea concentraţiei hidrocarburilor în amestec cu gaz inert poate fi afectată de prezenţa dioxidului de carbon; în acest caz este recomandat să se folosească, pentru reţinerea acestuia, calce sodată (un amestec de hidroxid de sodiu şi oxid de calciu).

Reţinerea apei este esenţială şi în cazul măsurării concentraţiei oxigenului, mai ales cu senzori paramagnetici, deoarece prezenţa vaporilor de apă poate conduce la deteriorarea celulei, de aceea şi analizoarele de oxigen au pe tubulatura de recoltare a probelor filtre pentru reţinerea apei. Filtrele trebuie să fie curăţate periodic şi înlocuite atunci când este necesar.

11.5. Pornirea şi oprirea instalaţiei de gaz inert

Funcţionarea sistemelor de gaz inert se bazează pe aceleaşi principii de bază, deşi ele diferă din punct de vedere al realizării unor detalii. Procedurile ce trebuie respectate la efectuarea operaţiilor de:

-pornire;

-oprire;

precum şi măsurile de siguranţă ce se iau în cazul în care instalaţia de gaz inert este oprită sunt aceleaşi pentru toate sistemele de gaz inert şi ele sunt prezentate în tabelul nr. 11.3.

Tabelul II.3. Proceduri de respectat la utilizarea sistemului de gaz inert

Nr. crt.	Situația de lucru	Ordinea executării operațiilor
0	1	2
1.	Pornirea instalației de gaz inert	- se verifică concentrația oxigenului în gazele de ardere de la căldare pentru a ne asigura că nu este mai mare de 5% vol; - se verifică punerea sub sarcină a tuturor sistemelor automate de control, alarmă și întrerupere a operațiilor. - se verifică dacă pompele ce alimentează scrubberul și supapa hidraulică asigură nivelul necesar al apei în acestea; - se testează funcționarea dispozitivelor de alarma și întreruperea sistemului determinate de variația nivelului apei in scrubber și supapa hidraulică peste cel indicat; - se verifică să fie închise valvulele de intrare a aerului proaspăt, acolo unde există și că flanșele oarbe sunt bine montate; - se întrerupe circulația aerului spre valvula izolatoare pentru gaze de ardere; - se deschide valvula izolatoare pentru gaze de ardere; - se deschide valvula de aspirație pentru ventilatorul ce urmează a funcționa; valvulele de aspirație și cea de refulare ale celuilalt ventilator trebuie să fie închise dacă acesta nu va fi folosit concomitent cu celălalt; - se pornește ventilatorul și se verifică funcționarea alarmei de defecțiune la ventilator. - se deschide valvula de refulare a ventilatorului; - se deschide valvula de recirculare pentru a permite instalației să se stabilizeze; - se deschide valvula regulatoare de presiune; - se determină concentrația oxigenului* și dacă aceasta este maxim 5% vol (pentru navele mai vechi 3% vol sau, dacă este posibil, mai puțin) atunci se închid aerisirile spre atmosferă dintre valvula regulatoare de presiune și valvula izolatoare de pe punte. Sistemul de gaz inert este pregătit să livreze gaz inert spre tancurile de mărfă
2.	Oprirea instalației de gaz inert	- se închide valvula izolatoare unisens de pe punte atunci când în tancurile de marfă - concentrația oxigenului este maxim 8% vol și presiunea este cea prevăzută; - se deschid aerisirile dintre valvula regulatoare de presiune și valvula izolatoare unisens de pe punte; - se închide valvula regulatoare de presiune; - se oprește ventilatorul de gaz inert; - se închid valvulele de aspirație și refulare ale ventilatorului; se curăță ventilatorul adică: se verifică să fie curată conducta de drenare, se deschide sistemul de spălare cu apă când ventilatorul încă se mai rotește dar cu motorul de antrenare oprit (dacă nu există altă recomandație din partea constructorului); se oprește alimentarea cu apă după perioada necesară spălării; - se închide valvula izolatoare de gaz și se deschide sistemul de etanșare cu aer; - se menține alimentarea cu apă a scrubberului după indicațiile constructorului; - se verifică dacă nivelul apei în supapa hidraulică este cel necesar, dacă pompa ce o alimentează funcționează corespunzător și ca sistemul de alarmare al acesteia să funcționeze.
3.	Instalația de gaz inert opriți	- se verifică, cel puțin o dată pe zi, în funcție de vreme, nivelul apei in supapa hidraulica de pe punte; - se verifică nivelul apei în buclele de apă instalate în conductele de gaz, circuitele traductoarelor de presiune, pentru a preveni pătrunderea hidrocarburilor gazoase în spațiile sigure; - pe timp rece se verifică funcționarea sistemelelor de prevenire a înghețării ale supapei hidraulice, întrerupătorului de presiune-vacuum, etc.; — dacă presiunea în tancurile de marfă scade, înainte de a atinge 100 mm se represurizează.

Atenție: unele analizoare de oxigen au nevoie de mai mult de două ore să se stabilizeze!

Tabelul 11.1 **Starea** componentelor sistemului **de gaz** inert în diverse

Componenta		Denumirea operaţiei										
		Inertare								Degazarea		
Poz.	Denumirea	Tancuri goale	Încărcare sau balastare	Încărcare şi balastare simultană	Tancuri pline	La descărcare	Descărcare şi balastare simultană	Spălare tancuri	La balastare	Utilizând ventilatoarele sistemului de gaz incit	Pentru inspecţie sau reparaţii	Utilizând ventilatorul de pe punte
1.1	Valvulă gaze ardere 1	D	I	D,I	D,Î	n	D	D,I	D,Ì	î	î	Î
1.2	Valvulă gaze ardere 2	D	I	I,D	I,D	D	I>	I,D	I,D	î	Î	1
2	Scrubber	F	NF	F	F	F	F	F	F	NF	NF	NF
3 1	Valvulă aspiraţie 1	D	I	I	I	D	D	I	I	!	î	I
3.2	Valvulă aspiraţie 2	I	1	D	D	1	I	D	D	î	1	f
4ı4.1	Valvulă aspiraţie aer 1	1	1	I	1	1	I	1	1	D	Î	I
4ı4.2	Valvulă aspiraţie aer 2	1	I	I	I	1	I	1	!	D	1	1
5.1	Ventilator I	F	NF	NF	NF	F	F	NF	NF	F	NF	NF
52	Ventilator 2	NF	NF	F	F	NF	NF	F	F	F	NF	NF
6.1	Valvulă refulare 1	1)	I	I	î	n	D	1	î	I)	î	I
62	Valvulă refulare 2	1	I	I)	D	I	î	D	D	D	î	I
7	Valvulă reglare debit	F	I	F	F	F	F	F	F	F	î	î
7a	Controlor de presiune	F*	F**	F	P	F*	F	F***	F*	F	Î	Sist. gaz incit NF
8	Supapă hidraulică	(i	IM.	*G*	G	(|	*G*	G	(}	O	PL	
8a	Valvulă unisens	1)	1	*D*	1)	O	*D*	1)	D	I)	1	
E)	Valvulă izolatoare	D	1	1)	D	D	D	1)	D	D	1	
10	Supapă press/vacuum	IM.	IM.	IM.	IM.	IM.	IM.	PL	PI.	IM.	IM.	
U	Valvulă press/vacuum	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O	
12	Valvulă by pass	I	D	n	I	I	D	I	I	I	I	
13	Intrare gaz incit	1)	1)	D	1)	D	D	I)	D	I)	I	I
14	Capace gu■ tanc	1	I	I	1	I	1	1	1	1	D	î
15	Conducte de purjare	1)	I	1	I	I	1	1	I	D	D	Sist. gaz inert NF
16	Disp măsurare tanc	Kx	O	O	Kx	O	O	Ex	Kx	Kx	Kx	

Notă: 1) deschis; Î - închis; F funcţionează; NF nu funcţionează; F* - funcţionează fixat la 700 mm col H_2O; F** = semnalul de aer pentru (7) închis; F*** - funcţionează fixat la 200 mm col H_2O; H. plin cu lichid; O operativ; Ex • extras pe punte

11.6. Folosirea gazului inert la operații efectuate în tancurile de marfa

Sistemul de gaz inert va fi folosit la întreaga gamă de operații cuprinsă în tabelul nr. 11.4. Starea componentelor sistemului (figura nr. 11.23) pe durata acestor operații este cea prezentată în tabel.

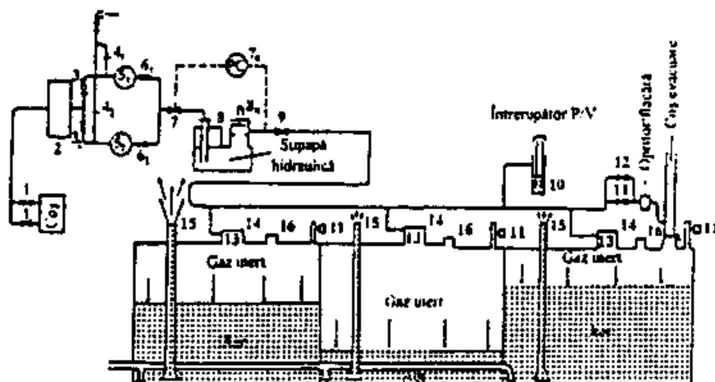


Fig. 11.23. Operarea cu sistemul de gaz inert

Inertarea tancurilor goale este preferabil să se execute în timpul marșului în balast. La sfârșitul operației conductele de purjare/ventilare vor fi închise și tancurile vor fi presurizate. in magistrala de gaz inert menținându-se o presine pozitivă de 100 mm col. apă. Aceeași presiune se va menține și în tancurile încărcate cu marfă.

Atunci când trebuie să se efectueze operații de măsurare manuală sau de recoltare a probelor. se vor întrerupe operațiile de încărcare sau balastare. se vor deschide cât mai puține capace și pentru timp cât mai scurt. după care imediatse vor presuriza din nou tancurile. Măsurarea sau recoltarea probelor se execută: în portul de încărcare - înainte și după încărcare, în portul de descărcare - înainte și după descărcare.

Intrarea persoanelor in tancuri trebuie să se facă cu respectarea nomelor naționale şi/sau a celor internaționale. personalul fiind obligatoriu avertizat asupra pericolelor ce le implică această operație.

11.7. Întreținerea și verificarea sistemului de gaz inert

Prevenirea. depistarea și repararea oricăror defecțiuni asigură funcționarea în siguranță a sitemului de gaz inert. Acestea se pot reliza printr-un program de întreținere periodică a tuturor componentelor sistemului. În tabelul nr. 11.5 se prezintă operațiile de întreținere ce trebuie executate și recomandări privind intervalul la care ele se execută.

Tabelul 11.5. Recomandări privind întreținerea sistemului de gaz inert

Componenta	Operații de întreținere	Interval de efectuare
0	1	2
Priza de gaz (valvula de izolare)	Se verified funcționarea. Curățare cu aer comprimai sau abur. Deschidere pentru inspecție și curățare.	înainte de pornire și săptămânal. înainte de punere in funcțiune și la fiecare două luni. În timp ce este opriți căldarea.
Scrubber	Spălarea scrubberului cu curent de apă dulce. Spălarea conductelor de drenare și a valvulelor cu curent de apă cu ajutorul pompei scrubberului timp de aproximativ o oră. Spălarea separatorului de picaturi. Demontarea regulatoarelor de nivel și a sesizoarelor de temperatură pentru inspecție. Deschiderea scrubberului pentru inspecție internă; se urmărește apariția coroziunilor, depunerilor și defecțiunilor pe: pereții și fundul scrubberului, conductele și diuzele de apă, senzorii de nivel și de temperatură, coșurile și suporții filtrelor ude. Demontarea valvulelor pentru inspecția lor și a conductelor de drenare.	După folosire. După folosire. La trei luni. La șase luni. La urcare pe doc*. La urcare pe doc și în perioadele de reparații.
Ventilatoarele	Depistarea vibrațiilor. Verificarea aliniamentului. Spălare cu apă. Inspecție internă prin deschiderea capacelor. Se verified apariția semnelor de coroziune, a depunerilor, se examinează sistemul de spălare cu apă și de drenare. Demontare pentru revizia generală a lagărelor și a etanșărilor, a rotoarelor.	În timpul funcționării. La șase luni. După oprire. La șase luni și după spălare. La doi ani sau mai des daci este necesar și la urcare pe doc.
Valvulă regulatoare de presiune	Se demontează și se verified: inelul de etanșare, apariția urmelor de coroziune, formarea de depozite; se curăță și se remediază defecțiunile. Se verifică indicarea corectă a poziției clapetului. Se ung lagărele, se acționează manual valvulă.	La urcare pe doc sau când este posibil. La șase luni. La fiecare voiaj.
Supapa hidraulică	Se deschide pentru inspecție generală; se verifică apariția coroziunii la punctele de intrare, serpentinele de încălzire, sistemele de drenare a apei; se verified liniile venturi la supapele de tip semiuscat. Se testează funcționarea sistemului automat de umplere și drenare. Se verifică perzența apei antrenată pe timpul operării. Revizia generali a valvulelor. Demontarea regulatoarelor de nivel și a flotoarelor.	Anual. Anual. La șase luni.
Valvulă unisens	Deschidere pentru inspecție interni urmărindu-se apariția coroziunilor și starea suprafeței de etanșare. Punerea in funcțiune și gresarea, dacă este necesar.	Anual sau cel mult la 18 luni. Săptămânal sau inainte de pornire.
Valvulă de izolare de pe punte	Deschidere pentru revizie generală.	Anual.
Supapa hidraulică de presiune / vacuum	Se verifică nivelul lichidului când sistemul este la presiune atmosferici.	Când situația o permite și Ia flecare șase luni.
Valvulele de presiune / vacuum	Se deschid pentru revizie totală și inspecție. Se gresează și se pun in funcțiune.	Anual. La șase luni.

Tabelul 11.5. (continuare)

0	1	2
Sisteme de reglare a presiunii gazului	Se elimini condensul din instrumente, se alimentează cu aer. Se inspectează valvulele regulatoare de presiune.	înainte de pornire. De câte ori este posibil.
Alte operații de întreținere și testare	Se verifici scăpările de gaze la conductele din sistem mai vechi de patru ani. Se verifica funcționarea sistemelor de alarmă. Se verifică echipamentul fix și portabil de măsurare a concentrației oxigenului și se calibrează corespunzător.	De câte ori este posibil.

'• *Atenție:* **In timpul inspecției se vor monta flanșe oarbe pe intrarea gazelor iar interiorul se va ventila continuu.**

Bibliografie

[1]. I. C. S. — International Safety Guide for Oil Tankers & Terminals
3-rd Edition, Witherby Marine Publishing, London, 1990

[2]. I. C. S. — Tanker Safety Guide (Chemicals)
3-rd Edition Witherby Marine Publishing, London, 1988

[3]. I. M. O. — Inert Gas Sistems
I. M. O. Publication. London, 1990

[4]. Em. Bratu — Operații și utilaje în industria chimică. Vol. 2
Editura tehnică, București, 1970

[5]. Maritime Protection — Nitrogen Generation at Sea - at Site
Maritime Protection A/S, Norway, 1986

[6]. Maritime Protection — Inert Gas Sistems
Maritime Protection A/S, Norway. 1986

[7]. Maritime Protection — Inert Gas Sistems - Flexinert
Maritime Protection A/S, Norway, 1986

12

CODUL TEHNIC PRIVIND EMANAȚIA DE OXIZI DE AZOT DE LA MOTOARELE DIESEL NAVALE

12.1. Introducere

La 26 septembrie 1997, Conferința părților la Convenția internațională din 1973 privind poluarea de către nave, așa cum a fost modificată de Protocolul din 1978 referitor la aceasta (MARPOL 73/78), a adoptat, prin rezoluția MP/CONF.3/ 1997, Codul tehnic privind emanația de oxizi de azot de la motoarele diesel navale. Conform prevederilor din MARPOL 73/78, Anexa VI - Reguli de prevenire a poluării aerului de către nave, cu ulterioara intrare în vigoare a Anexei VI, fiecare motor diesel naval la care se aplică Regula 13 din această anexă trebuie să corespundă prevederilor din acest Cod.

În principiu, elementele premergătoare formării oxizilor de azot în timpul procesului de ardere sunt azotul și oxigenul. Acești compuși formează împreună *99%* din amestecul de admisie. Oxigenul va fi consumat în timpul procesului de ardere, surplusul de oxigen disponibil fiind în funcție de raportul dintre cantitatea de aer și cantitatea de combustibil (coeficientul de exces de aer) conform căruia funcționează motorul. în cea mai mare parte azotul nu intră în reacție în cadrul procesului de ardere, totuși, un mic procent va fi oxidat pentru a forma diferiți oxizi de azot. Oxizii de azot (NO_x) care se pot forma includ NO și NO_2 care sunt în primul rând în funcție de temperatura de ardere, si, dacă este prezentă, cantitatea de azot organic disponibil din combustibil. De asemenea, este și funcție de timpul în care azotul și surplusul de oxigen sunt expuse la temperaturi înalte corespunzătoare procesului de ardere al motorului diesel. Cu alte cuvinte, cu cât temperatura de ardere este mai mare (presiune de ardere ridicată, presiune de comprimare ridicată, cantitatea mare de combustibil injectat), cu atât este mai mare cantitatea de NO_x, format. în general, o turație mică a motorului diesel duce la formarea mai multor NO_x decât o turație mare. NO_x are un efect dăunător asupra mediului înconjurător determinând acidularea și contribuie, în general, la apariția efectelor dăunătoare sănătății.

Conform acestui Cod trebuie stabilite procedeele obligatorii pentru încercarea, inspectarea și certificarea motoarelor diesel navale care vor da posibilitatea producătorilor de motoare, armatorilor, Administrațiilor să se asigure că toate motoarele diesel navale corespund valorilor limită corespunzătoare de emanație a NO_x așa cum se arată în Regula 13 a Anexei VI din MARPOL 73/78. Dificultățile în stabilirea precisă a mediei actuale de emanație de NO de la motoarele diesel navale în funcțiune de pe nave au fost recunoscute în formularea unui set simplu și practic de cerințe în care sunt fixate mijloacele de asigurare a domeniului pentru emanațiile de NO. admisibile.

Administrațiile sunt încurajate să facă o evaluare a emanațiilor de la motoarele diesel auxiliare. și de propulsie prin verificări experimentale pe standuri de probe unde se pot efectua încercări precise în condiții corespunzător controlate. Stabilirea în acest stadiu inițial a conformității cu Regula 13 a Anexei VI este o condiție esențială a prezentului Cod. încercarea ulterioară la bordul navei este inevitabil limitată în ceea ce privește scopul și precizia, scopul sau emanația putând fi deduse și confirmându-se astfel că motoarele sunt instalate, funcționează și sunt întreținute în conformitate cu specificațiile producătorului și că orice reglări sau modificări nu se abat de la normele de emanații stabilite de către producător la încercarea inițială și certificare.

12.2. Generalități

12.2.1. Scopul

Scopul acestui Cod tehnic privind emanația de oxizi de azot de la motoarele diesel navale, denumit în continuare Cod, este de a specifica cerințele referitoare la încercarea, inspectarea și certificarea motoarelor diesel navale în vederea asigurării conformității lor cu limitele de emanație de oxizi de azot menționate în Regula 13 din Anexa VI a MARPOL 73/78.

12.2.2. Aplicarea

12.2.2.1 Prezentul Cod se aplică tuturor motoarelor diesel cu o putere efectivă de peste 130 kW care sunt instalate sau urmează a fi instalate la bordul oricărei nave conform Anexei VI, cu excepția acelor nave menționate în paragraful 1(b) din Regula 13. Cu privire la cerințele de inspectare și certificare a navei, care se aplică navelor cu un tonaj brut mai mare sau egal cu 400 t sau a căror putere totală instalată este mai mare de 1500 kW (Regula 5 din Anexa VI), acest Cod include doar acele cerințe aplicabile pentru conformitatea motorului cu limitele de emanație de NO_x.

12.2.2.2 în scopul aplicării acestui Cod, Administrațiile au dreptul să împuternicească, cu toate funcțiile cerute unei Administrații prin acest Cod, o organizație autorizată să acționeze în numele Administrației.

12.2.2.3 Conform acestui Cod, un motor se consideră că funcționează în conformitate cu limitele NO_x din Regula 13 a Anexei VI dacă se poate demonstra că emanația specifică de NO_x de la motoarele diesel navale se încadrează în acele limite cerute ale inspecției inițiale de certificare, inspecțiilor intermediare și ale altor inspecții asemănătoare

12.2.3. Definiții

12.2.3.1 *Emanațiile de oxid de azot (NO_x)* reprezintă emanația totală de oxizi de azot, calculată ca emanație medie totală de NO_x, și determinată folosind ciclurile de încercare corespunzătoare și metodele de măsurare specificate în acest Cod.

12.2.3.2 *Modificare substanțială* a unui motor diesel naval:

1. Pentru motoarele instalate pe nave construite până la sau după 1 ianuarie 2000, *modificare substanțială* înseamnă orice modificare la un motor care poate realmente determina motorul să depășească normele de emanație menționate în Regula 13 din Anexa VI. Înlocuirea curentă a componentelor motorului cu piesele specificate în Fișa tehnică, care

nu pot modifica parametrii de emanație indicați mai sus, nu este considerată "o modificare substanțială" indiferent dacă se înlocuiește o parte sau sunt înlocuite mai multe.

2. La motoarele instalate pe nave construite înainte de 1 ianuarie 2000, *modificare substanțială* înseamnă orice modificare făcută la un motor în scopul măririi peste limitele admisibile menționate la 12.7.3.11 a caracteristicilor sale reale de emanație, stabilite prin metoda simplificată de măsurare descrisă la 12.7.3. Aceste modificări includ schimbarea unor piese dar și reglaje (de ex. modificarea arborelui de distribuție, instalației de injecție cu combustibil, instalației de supraalimentare, configurației camerei de ardere sau reglarea momentului de injecție în cilindrul motorului).

12.2.3.3 *Componente* sunt acele piese interschimbabile care influențează emanația de NO_x, identificate prin numărul lor din proiect.

12.2.3.4 *Punere la punct* înseamnă ajustarea unui parametru reglabil care influențează emanația de NO_x, a unui motor.

12.2.3.5 *Valori de operare* sunt date ale motorului, cum ar fi presiunea maximă din cilindrul, temperatura gazelor de evacuare etc., înregistrate la funcționarea motorului și care influențează emanația de NO_x. Aceste date sunt dependente de sarcină.

12.2.3.6 *CertificatulEIAPP* este Certificatul internațional al motorului cu privire la prevenirea poluării aerului care se referă la emanațiile de NO_x.

12.2.3.7 *Certificatul IAPP* este Certificatul internațional de prevenire a poluării aerului.

12.2.3.8 *Administrație* înseamnă Guvernul statului al cărui pavilion nava este autorizată să-l arboreze.

12.2.3.9 *Un mijloc rapid de verificare* înseamnă cerința pentru o procedură sau echipament ce va fi folosit la verificarea conformității cu oricare din cerințele acestui Cod așa cum se specifică de către producătorul motorului și este aprobat de către Administrație.

12.2.3.10 *Motor diesel naval* înseamnă orice motor cu ardere internă cu piston cu mișcare alternativă care funcționează pe bază de combustibil lichid sau mixt, la care se aplică Regulile 5, 6 și 13 din Anexa VI, inclusiv instalațiile auxiliare motorului(alimentarea cu combustibil; ungere răcire...).

12.2.3.11 *Puterea nominală* înseamnă puterea nominală continuă maximă efectivă așa cum se specifică pe placa de timbru și în Fișa tehnică a motorului diesel naval la care se aplică Regula 13 din Anexa VI și Codul tehnic NO_x.

12.2.3.12 *Turația nominală* înseamnă numărul de rotații pe minut ale arborelui cotit corespunzător puterii nominale, așa cum se specifică pe placa de timbru și în Fișa tehnică a motorului diesel naval.

12.2.3.13 *Puterea totală instalată* înseamnă totalul puterii nominale continue maxime, așa cum se specifică pe placa de timbru și în Fișele tehnice ale tuturor motoarelor diesel navale instalate la bordul navelor la care se aplica Regula 13 din Anexa VI și Codul tehnic $NO\chi$.

12.2.3.14 Forța *de frânare* este puterea calculați măsurata la frîna hidraulică, cu motorul echipat doar cu piesele auxiliare standard necesare pentru funcționarea sa pe standul de încercare.

12.2.3.15 *Condiții la bordul navei* înseamnă că un motor:

- este instalat la bordul navei și cuplat la respectivul echipament acționat de motor; și
- funcționează în vederea îndeplinirii scopului pentru care este destinat echipamentul.

12. 3. Inspecţii şi certificare

12.3.1. Generalităţi

12.3.1.1 Fiecare motor diesel naval specificat la 12.2.2, cu excepţia cazului în care Codul prevede în alt fel, se va supune următoarelor inspecţii:

1. Inspecţie de precertificare care se va efectua astfel încât să se asigure că motorul, asa cum a fost proiectat şi echipat, corespunde limitelor de emanaţie de NO_x prevăzute de Regula 13 din Anexa VI. Dacă această inspecţie dovedeşte conformitatea, Administraţia va elibera un Certificat internaţional al motorului cu privire la prevenirea poluării aerului (EIAPP).
2. Inspecţie iniţială de certificare care trebuie efectuată la bordul navei după instalarea motorului, dar înaintea punerii sale în funcţiune. Această inspecţie va fi efectuată în scopul asigurării că motorul, aşa cum a fost el instalat la bordul navei, inclusiv orice modificare sau reglări efectuate după precertificare, dacă este cazul, corespund limitelor de emanaţie de NO_x prevăzute de Regula 13 din Anexa VI. Această inspecţie, ca parte a inspecţiei navei, poate duce fie la eliberarea unui Certificat iniţial internaţional de prevenire a poluării aerului (IAPP), fie la amendarea unui Certificat IAPP valabil care poate impune instalarea unui nou motor.
3. Inspecţiile periodice şi intermediare, care vor fi efectuate la nave ca parte a inspecţiilor prevăzute de Regula *5* din Anexa VI, având ca scop asigurarea că motorul continuă să corespundă în întregime prevederilor prezentului Cod.
4. Inspecţie iniţială de certificare a motorului care va fi efectuată la bordul unei nave ori de cate ori se face o modificare substanţială la un motor având ca scop asigurarea că motorul modificat corespunde limitelor de emanaţie de NO_x, prevăzute de Regula 13 din Anexa VI.

12.3.1.2 Pentru conformitatea cu cerinţele de inspecţie şi certificare descrise la 12.2.1.1., există cinci metode alternative incluse în prezentul Cod pe care producătorul, constructorul de nave sau armatorul, după caz, le poate alege în vederea măsurării, calculării sau încercării unui motor în ceea ce priveşte emanaţiile de NO_x după cum urmează:

1. standul de încercare pentru inspecţia de precertificare în conformitate cu capitolul 12.6:
2. încercarea la bordul navei pentru un motor care nu a fost precertificat în vederea efectuării unei inspecţii combinate de precertificare şi certificare iniţială în conformitate cu toate cerinţele standului de încercare din capitolul 12.6;
3. metoda de verificare a parametrilor motorului de la bordul navei în vederea dovedirii conformităţii în cadrul inspecţiilor periodice şi intermediare a motoarelor precertificate sau a celor care au fost supuse modificărilor şi reglărilor în ceea ce priveşte componentele proiectate şi caracteristicile reglabile de la ultima inspecţie efectuată, în conformitate cu 12.7.2:
4. metoda de măsurare simplificată la bordul navei în vederea dovedirii conformităţii în cadrul inspecţiilor periodice şi intermediare sau a confirmării motoarelor precertificate pentru inspecţiile iniţiale de certificare, în conformitate cu 12.7.3: sau
5. măsurarea şi supravegherea direct la bordul navei în vederea dovedirii conformităţii doar în cadrul inspecţiilor periodice şi intermediare, în conformitate cu 12.3.3.4, 12.3.3.5, 12.3.3.7, 12.3.3.8, 12.3.3.11, 12.3.4.4 şi 12.6.5.

12.3.2. Procedee pentru precertificarea unui motor

12.3.2.1 înaintea instalării la bordul navei, orice motor diesel naval, cu excepția celor permise la 2.2.2 și 2.2.4, trebuie:

1. să fie reglat pentru a respecta limitele corespunzătoare de emanație de NO_x.
2. să aibă emanațiile sale de NO_x măsurate pe un stand de încercare în conformitate cu procedurile specificate în capitolul 12.6 al prezentului Cod.
3. să fie precertificat de către Administrație, așa cum se prevede în documente la eliberarea unui Certificat EIAPP.

12.3.2.2 La precertificarea motoarelor fabricate în serie, în funcție de aprobarea Administrației, se poate aplica conceptul de familie de motoare sau cel de grup de motoare (vezi capitolul 12.5). în acest caz, încercarea specificată la 12.3.2.1.2 se cere doar pentru motorul (motoarele) originale ale unui grup sau familii de motoare.

12.3.2.3 în ceea ce privește Administrația, metoda de obținere a precertificării pentru un motor este:

1. certificarea unei încercări a motorului pe un stand de încercare;
2. verificarea că toate motoarele încercate, inclusiv, dacă este cazul, a acelora care urmează să fie livrate în cadrul unei familii sau grup de motoare, corespund limitelor NO_x; și
3. dacă este aplicabilă, verificarea că motorul originale selectate este (sunt) reprezentative pentru o familie sau un grup de motoare.

12.3.2.4 Există motoare care datorită mărimii lor, construcției și planificării livrării nu pot fi precertificate pe un stand de încercare. în acest caz, producătorul de motoare, armatorul sau constructorul de nave va face o cerere către Administrație pentru a solicita efectuarea încercării la bordul navei (vezi 12.3.1.2.2). Solicitantul trebuie să demonstreze Administrației că încercarea efectuată la bordul navei respectă în întregime toate cerințele în legătura cu procedura standului de încercare, așa cum se specifică în capitolul 12.6 al prezentului Cod. O astfel de inspecție poate fi acceptată pentru un motor sau un grup de motoare reprezentate doar de motorul original, dar nu se va accepta pentru o certificare a familiei de motoare. în nici un caz nu se permite acordarea de posibile abateri de la măsurători dacă o inspecție inițială se efectuează la bordul unei nave fără vreo încercare de precertificare valabilă.

12.3.2.5 Dacă rezultatele unei încercării de precertificare arată că un motor nu respectă limitele de emanație NO_x așa cum se cere în regula 13 a Anexei VI, se poate instala un dispozitiv de reducere a NO_x. Acest dispozitiv, în cazul în care este instalat la motor, trebuie recunoscut ca fiind o componentă esențială a motorului și existența sa va fi consemnată în Fișa tehnică a motorului. Pentru primirea unui Certificat EIAPP pentru acest ansamblu, motorul, inclusiv dispozitivul de reducere a NO_x, asa cum a fost el instalat, trebuie să fie încercat din nou pentru a dovedi conformitatea cu limitele de emanație de NO_x. Totuși, în acest caz ansamblul poate fi încercat din nou, în conformitate cu metoda de măsurare simplificată menționată la 12.7.3. Dispozitivul de reducere NO_x va fi inclus în Certificatul EIAPP împreună cu toate celelalte consemnări cerute de Administrație. Fișa tehnică a motorului va mai conține și mijloacele de verificare pentru dispozitiv în scopul funcționării sale corecte.

12.3.2.6 Pentru o precertificare a motoarelor din cadrul unei familii sau grup de motoare, trebuie eliberat un Certificat EIAPP în conformitate cu procedurile stabilite de către Administrație referitor la motoarele originale și la fiecare motor component produs conform acestei certificări pentru a însoți motoarele de-a lungul duratei de funcționare pe navă.

12.3.2.7. Dacă un motor este produs în afara țării statului de pavilion al navei pe care va fi el instalat, Administrația statului de pavilion poate solicita Administrației țării în care este produs motorul să inspecteze acest motor și să elibereze certificatul

12.3.2.8 O copie a certificatului (certificatelor) și o copie a raportului de inspecție trebuie transmise cât de curând posibil la Administrația solicitantă.

12.3.2.9 Un certificat astfel eliberat va conține o confirmare a faptului că el a fost eliberat la cererea Administrației.

12.3.2.10 în figura 12.3 a anexei 12.8.2 al prezentului Cod este dată o diagramă a fluxului, în care se arată opțiunile și procesul ce trebuie să corespunda cerințelor unei inspecții de precertificare a motoarelor diesel navale destinate instalării la bordul navei.

12.3.2.11 în anexa 12.8.1 al prezentului Cod este dat un model de certificat EIAPP.

12.3.3. Procedee pentru certificarea unui motor

12.3.3.1 Pentru acele motoare care nu au fost reglate sau modificate în ceea ce privește specificația originală a producătorului, prevederea unui Certificat EIAPP valabil trebuie să fie în măsura de a demonstra conformitatea cu limitele corespunzătoare de NO_x.

12.3.3.2 După instalarea la bordul navei, se va determina în ce măsura un motor a fost supus reglărilor ulterioare sau a modificărilor care puteau afecta emanația de NO_x. Deci, după instalarea la bordul navei, motorul trebuie să fie inspectat în ceea ce privește modificările și aprobat folosind mijloacele de verificare cerute în paragraful 4 al regulii 13 din Anexa VI și una din metodele descrise la 12.3.1.2.

12.3.3.3 Există motoare care după precertificare necesită reglarea sau modificarea finala în vederea optimizării funcționării lor. în acest caz, conceptul de grup de motoare poate fi utilizat pentru asigurarea că motorul corespunde limitelor cerute.

12.3.3.4 Armatorul trebuie să opteze pentru o măsurătoare directă a emanațiilor de NO_x în timpul funcționării motorului. Astfel de date au la bază verificări curente preluate în mod obișnuit din datele de funcționare ale altui motor și pe întreg domeniul de funcționare a motorului sau pot rezulta dintr-o supraveghere și stocare continuă de date. Datele vor fi de asemenea, corectate în ceea ce privește condițiile mediului înconjurător și specificația de combustibil, și echipamentul de măsurare trebuie verificat în vederea calibrării și funcționării corecte, în conformitate cu procedurile specificate de producătorul echipamentului de măsurare în Fișa tehnică a motorului. Dacă dispozitivele de evacuare a gazelor tratate suplimentar corespund influentei emanațiilor de NO_x, punctul (punctele) de măsurare trebuie localizate la baza unor astfel de dispozitive.

12.3.3.5 Pentru a demonstra conformitatea cu metoda de măsurare directă, trebuie adunate date suficiente pentru calcularea mediei de emanații de NO_x în conformitate cu prezentul Cod.

12.3.3.6 Fiecare motor diesel naval instalat la bordul unei nave trebuie să aibă o Fișa tehnică. Fișa tehnică trebuie întocmită de către producătorul motorului și aprobată de către Administrație, și se cere ca ea să însoțească motorul pe întreaga durată de funcționare la navă. Fișa tehnică va conține informații, așa cum se specifică la 12.3.4.1.

12.3.3.7 Dacă este instalat un dispozitiv de tratare suplimentară și el trebuie să conformității cu regula 13 din Anexa VI este măsurarea directă de NO_x și supravegherea în corespundă limitelor, NO_x, una din opțiunile prevăzute pentru mijloacele de verificare a conformitate cu 12.3.3.4. Totuși, în funcție de posibilitățile tehnice ale dispozitivului utilizat, conform aprobării Administrației, pot fi supravegheați alți parametrii relevanți.

12.3.3.8 Dacă în scopul realizării conformității cu NO_x, se introduce o substanță, cum ar fi: amoniacul, ureea, aburul, apa, aditivi de combustibil, etc., trebuie prevăzut un mijloc pentru controlul consumului unei astfel de substanțe. Fișa tehnică trebuie să conțină suficiente informații asupra mijloacelor care demonstrează că consumul de astfel de substanțe suplimentare este consistent în ceea ce privește conformitatea cu limita corespunzătoare de NO_x.

12.3.3.9 Dacă se face vreo reglare sau modificare la vreun motor după precertificarea sa, în registrul de evidență a motorului trebuie efectuată o consemnare completă a modificărilor și a parametrilor motorului.

12.3.3.10 Dacă toate motoarele instalate la bordul navei sunt verificate în vederea menținerii în cadrul parametrilor, componentelor și caracteristicilor reglabile consemnate în Fișa tehnici motoarele trebuie acceptate în sensul respectării limitelor de NO_x, specificate în regula 13 din Anexa VI. în acest caz și referitor la prezentul Cod, trebuie eliberat navei un Certificat IAPP.

12.3.3.11 Dacă se face vreo reglare sau modificare în afara limitelor aprobate, consemnată cu acte doveditoare în Fișa tehnică, Certificatul IAPP poate fi eliberat doar dacă s-a verificat în totalitate că emanația de NO_x se încadrează în limitele cerute. Această verificare se realizează prin supravegherea directă la bordul navei a NO_x, asa cum s-a aprobat de către Administrație; măsurarea simplificată de NO_x la bordul navei; sau încercarea pe standul de încercări pentru aprobarea grupului respectiv de motoare care demonstrează că reglările sau modificările nu depășesc limitele de emanații de NO_x.

12.3.3.12 Administrația poate, la latitudinea sa, să prescurteze sau să reducă toate părțile din inspecția la bordul navei, în conformitate cu prezentul Cod, la un motor căruia i-a fost eliberat un Certificat EIAPP. Totuși, întreaga inspecție la bordul navei trebuie efectuată la cel puțin un cilindru și / sau un motor dintr-o familie sau un grup de motoare, sau la părțile componente, dacă este cazul, și prescurtările se pot face doar dacă toți ceilalți cilindrii sau motoare sau părți componente urmează să se inspecteze în același mod în care s-au inspectat motorul sau cilindrul sau piesele componente.

12.3.3.13 In fig. 12.4 și 12.5.sunt prezentate fluxurile care arată opțiunile și procesele corespunzătoare cerințelor unei inspecții inițiale, periodice și intermediare de certificare a motoarelor diesel navale instalate la bordul navelor.

12.3.4. Fisa tehnică și mijloacele de verificare

12.3.4.1 Pentru a împuternici o Administrație sau o organizație autorizată să acționeze în numele Administrației să efectueze inspecții ale motorului conform descrierii din 12.3.1, Fișa tehnică cerută de 12.3.3.6 va conține cel puțin următoarele informații:

1. identificarea acelor componente, montaje și valori ale parametrilor funcționali ai motorului care au influență asupra produselor de ardere;
2. identificarea întregului domeniu de reglaje admisibile sau alternative pentru componentele motorului;
3. consemnarea randamentului respectiv al motorului, inclusiv turația și puterea efectivă nominală a motorului;
4. sistemul de mijloace de verificare în scopul verificării conformității cu limitele de emanații de NO_x pe durata efectuării inspecțiilor de verificare la bordul navei conform capitolului 12.7;
5. o copie a raportului de încercare cerut conform 12.6.10;
6. dacă este cazul, denumirea și restricțiile unui motor care face parte dintr-un grup sau familie de motoare;
7. Fișa tehnică va identifica și acele părți / componente care trebuie să respecte specificația curentă a producătorului motorului dată de către producător sau producătorul de motoare care are licența de producție, pentru asigurarea conformității.

12.3.4.2 Pentru a se asigura că motoarele se află într-o stare corespunzătoare după instalarea lor la bordul navei, fiecare motor necertificat va fi verificat în vederea stabilirii conformității cu regula 13 din Anexa VI prin metoda de încercare la bordul navei descrisă în

secțiunea 12.3.1.2.2 și cu mijloacele de verificare care vor fi specificate de către producător și aprobate de către Administrație în conformitate cu prezentul Cod, cu excepția cazului când reprezentantul armatorului nu dorește verificarea cu mijloacele de verificare specificate. Cel puțin o inspecție va avea loc înaintea eliberării Certificatului LAPP.

12.3.4.3 în general, mijloacele de verificare trebuie să dea posibilitatea inspectorului să determine usor dacă motorul a rămas în conformitate cu regula 13 din Anexa VI. în același timp, acest lucru nu trebuie să devină atât de presant încât să se întârzie exagerat nava sau să se ceară date amănunțite privind caracteristicile unui anumit motor sau dispozitive speciale de măsurare care nu sunt disponibile la bordul navei.

12.3.4.4 Mijloacele de verificare trebuie determinate în funcție de utilizarea uneia din următoarele metode:

1. verificarea parametrilor motorului în conformitate cu 12.7.2 în scopul verificării că montajele, componentele motorului și valorile sale de funcționare nu au deviat de la specificațiile din Fisa tehnică a motorului;
2. metoda simplificată de măsurare în conformitate cu 12.7.3 în scopul verificării că montajele, componentele motorului și valorile sale de funcționare nu au deviat de la specificațiile din Fișa tehnică a motorului: sau
3. metoda de măsurare si supraveghere directă în conformitate cu 12.3.3.4, 12.3.3.5, 12.3.3.7, 12.3.3.8, 12.3.3.11 și 12.6.5.

12.3.4.5 Dacă un dispozitiv de supraveghere și înregistrare a NO_x este menționat ca mijloc de verificare, atunci un astfel de dispozitiv trebuie aprobat de către Administrație pe baza liniilor directoare elaborate de Organizație. Aceste linii directoare trebuie să includă, dar nu să se limiteze la următoarele puncte:

1. o definiție a supravegherii continue de NO_x, ținând seama de arabele stadii de funcționare ale motorului: cel constant și cel de tranziție;
2. înregistrarea, prelucrarea și reținerea datelor;
3. o specificație pentru echipamentul în în care se prevede că fiabilitatea sa se menține pe durata exploatării;
4. o specificație pentru încercarea dispozitivului în condițiile mediului ambiant de la bordul navei (atmosferă marină, zgomote! vibrații;
5. o specificație pentru încercarea echipamentului în scopul demonstrării că are o precizie, repetabilitate și senzitivitate comparabilă cu secțiunile corespunzătoare din prezentul Cod:
6. modelul certificatului de aprobare va fi eliberat de către Administrație.

12.3.4.6 Dacă se consideră că mijloacele de verificare trebuie sa fie incluse în Fișa tehnică a motorului în vederea verificării conformității unui motor cu limitele de emanații de NO_x, pe durata oricărei inspecției de verificare cerută la bordul navei, producătorul de motoare sau armatorul poate alege pe oricare din cele trei metode pentru mijloacele de verificare specificate în 12.7.1.

12.4. Norme privind emanația de NO_x

12.4.1. Limite maxime admisibile pentru emanațiile de NO_x de la motoarele navale

12.4.1.1 Graficul din figura 12.1 reprezintă valorile limitelor maxime admisibile pentru motoarele diesel navale bazate pe formulele incluse în paragraful 3(a) din regula 13 a Anexei VI. Emanațiile totale de NO_x, așa cum sunt măsurate și calculate în conformitate cu

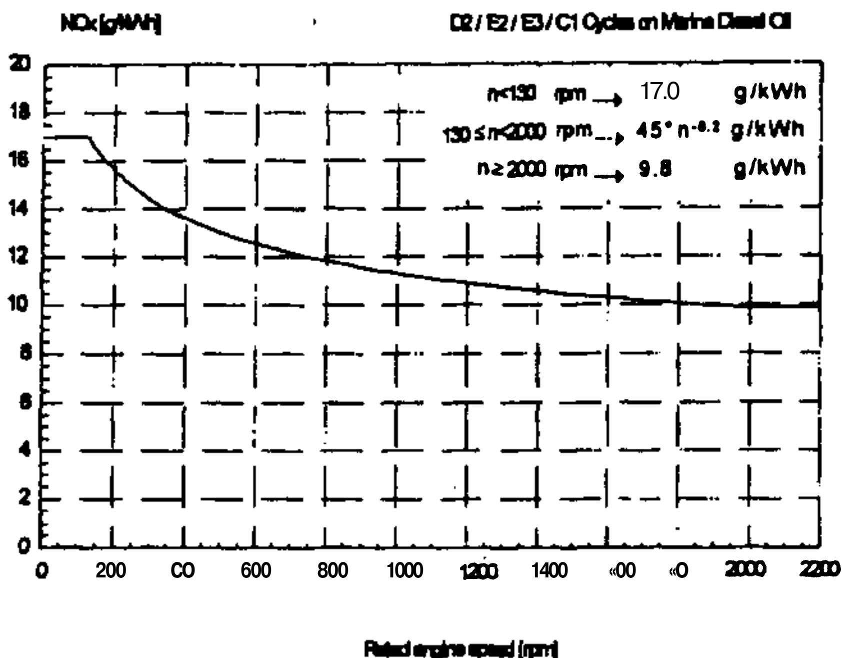


Fig.12.1. Graficul emanațiilor de NO_x admisibile

procedurile din prezentul Cod, trebuie să fie egale cu sau mai mici decât valorile respective din graficul corespunzător turației nominale a motorului.

12.4.1.2 Dacă motorul funcționează cu combustibil diesel marin în conformitate cu 12.6.3. emanația totală de NO_x (calculată ca emanații totale de NO_x) trebuie determinată utilizând ciclurile de încercare corespunzătoare și metodele de măsurare specificate în prezentul Cod.

12.4.1.3 Valoarea limitei emanațiilor de ardere corespunzătoare motorului conform fig.12.1 și valoarea reală calculată a emanațiilor de ardere trebuie menționată în Certificatul EIAPP.

12.4.2. Ciclurile de încercare și factorii de presiune ce trebuie aplicați

12.4.2.1 Separat pentru flecare motor sau motor-bază al unui grup sau familii de

12.4.2.6 pentru verificarea **conformităţii** cu limitele emanaţiilor de **NO_x** prevăzute în regula **13** din Anexa VI.

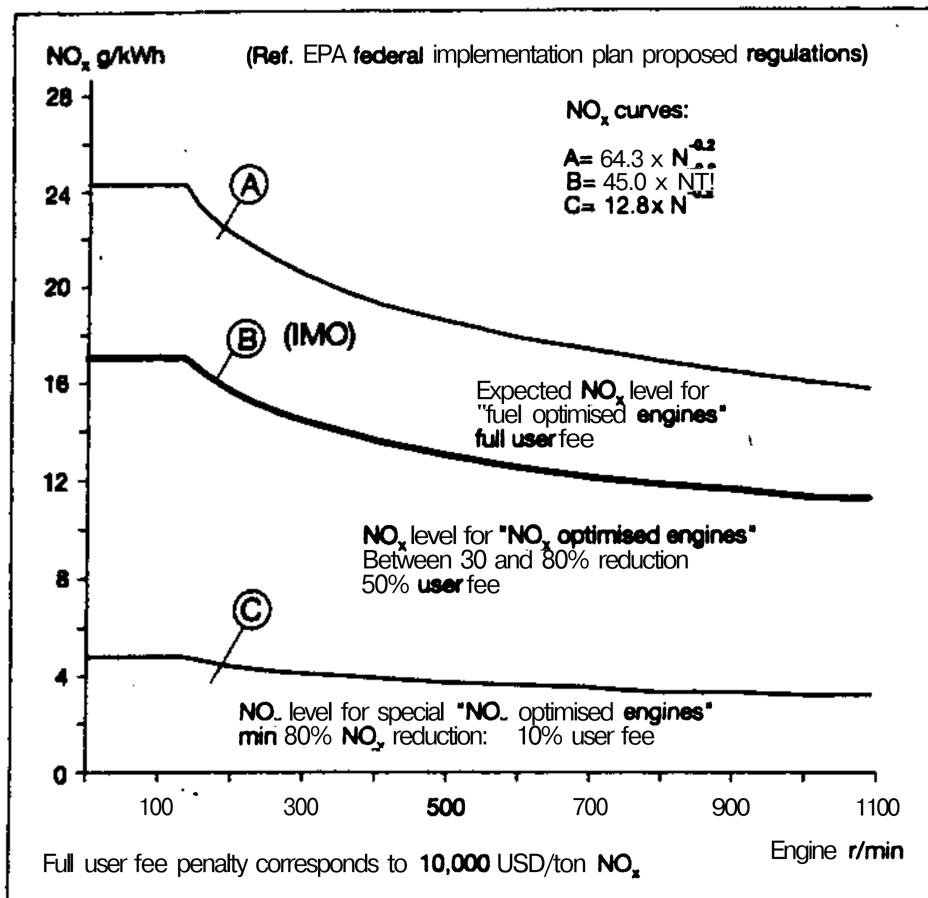


Fig. 12.2. Limitele emisiilor propuse **dc** LV1O **şI dc** California EPA.

12.4.2.2 Pentru motoarele navale cu turaţie **constantă**, pentru propulsia principală a navei, inclusiv acţionarea diesel **electrică**, ciclul de încercare E2 trebuie aplicat în conformitate cu tabelul **12.1.**

12.4.2.3 Pentru instalaţiile elicei cu pas reglabil, ciclul de încercare E2 trebuie aplicat in conformitate cu tabelul **12.1.**

Tabelul 12.1 Ciclul de **încercare** la **motorul** principal cu propulsie cu turaţie constanta (**inclusiv instalaţia dc** acţionare diesel electrică şi **cea** a **elicei** cu pas variabil)

Tip de **ciclu** de încercare E2	Turaţie	100%	100%	100%	100%
	Putere	100%	75%	50%	25%
	Factor de încărcare	(U	0,5	0.15	0,15

12.4.2.4 Pentru motorul principal și cel auxiliar ce funcționează după legea de funcționare a elicei, ciclul de încercare E3 trebuie aplicat în conformitate cu tabelul 12.2

Tabelul 12.2 Ciclul de încercare al "Motorului principal și a celui auxiliar după legea de funcționare a **elicei"**

Tip de ciclu de încercare E3	Turație	100%	100%	100%	100%
	Putere	100%	75%	50%	25%
	Factor de încărcare	0,2	0,5	0,15	0,15

12.4.2.5 Pentru motoarele auxiliare cu turație constantă, ciclul de încercare D2 se aplică în conformitate cu tabelul 12.3

Tabelul 12.3 Ciclul de încercare pentru motorul auxiliar cu **turație** constanta

Tip de ciclu de încercare E3	Turație	100%	100%	100%	100%
	Putere	100%	75%	25%	10%
	Factor de încărcare	0,05	0.25	0,3	0,1

12.4.2.6 Referitor la turația variabilă a motoarelor auxiliare cu sarcină variabilă, care nu sunt. incluse mai sus, ciclul de încercare C1 trebuie aplicat în conformitate cu tabelul 12.4.

Tabelul 12.4 **Ciclul** de încercare pentru motorul **auxiliar** cu turație **constantă**

Tip de ciclu de încercare C1	Turație	Nominală				Intermediară			de mers în gol
	Momentul de torsiune	100%	75%	50%	10%	10%	75%	50%	10%
	Factor de încărcare	0,15	0,15	0,15	0,1	0,1	0.1	0,1	0,15

12.4.2.7 Cifrele date pentru momentul de torsiune din ciclul de încercare C1, sunt valori procentuale care pentru modul de încercare dat reprezintă media momentului de torsiune cerut față de momentul de torsiune maxim posibil la această turație dată.

12.4.2.8. Turația intermediară pentru ciclul de încercare C1, trebuie declarată de producător, având în vedere următoarele cerințe:

1. Pentru motoarele care sunt destinate să funcționeze peste domeniul de turație de pe curba de încărcare maximă, turația intermediară trebuie să fie turația momentului de torsiune maximă declarată, dacă aceasta se află între 60% și 70% din turația nominală.
2. Dacă turația momentului de torsiune maximă declarată este mai mică de 60% din turația nominală, atunci turația intermediară va fi 60% din turația nominală.
3. Dacă turația momentului de torsiune maximă declarată este mai mare de 75% din turația nominală, arunci turația intermediară va fi 75% din turația nominală.
4. Pentru motoarele care nu sunt destinate să funcționeze peste un anumit domeniu de turație de pe curba de încărcare maxima în condiții constante, turația intermediară se va situa în mod obișnuit între 60% și 70% din turația maximă nominală.

12.4.2.9 Dacă un producător de motoare utilizează o nouă aplicație a ciclului de încercare pe un motor deja certificat conform unuia din ciclurile de încercare specificate la 12.4.2.2 până la 12.4.2.6, nu este necesar pentru noua aplicație ca acel motor să fie supus unui proces complet de certificare. În acest caz, producătorul motorului poate demonstra conformitatea prin recalculare, prin aplicarea rezultatelor măsurătorii de la anumite moduri ale primei încercări de certificare față de calculul emanațiilor maxime de încărcare în vederea aplicării noului ciclu de încercare, folosind factorii de încărcare de la noul ciclu de încercare.

12.5. Aprobarea privind fabricarea în serie a motoarelor; conceptele de familie și grup de motoare

12.5.1. Generalități

12.5.1.1 Pentru evitarea încercării de certificare a fiecărui motor referitor la conformitatea cu limitele de emanație NO_x, se pot "adopta unu sau două concepte de aprobare, și anume conceptele de familie sau grup de motoare.

12.5.1.2 Conceptul de familie de motoare se poate aplica la orice serie de motoare care, prin construcția lor au caracteristici similare în ceea ce privește emanația gazelor arse de evacuare, sunt utilizate ca produse, pe durata instalării la bordul navei, nu necesită reglări sau modificări ce pot afecta în sens nefavorabil emanațiile de NO_x.

12.5.1.3 Conceptul de grup de motoare poate fi aplicat la o serie mai mică de motoare fabricate pentru aplicații similare de motoare și care necesită reglări și modificări pe durata instalării sau exploatării la bordul navei. Aceste motoare sunt, în mod normal, motoare de mare putere pentru propulsia principală.

12.5.1.4 în primul rând, producătorul de motoare poate, la latitudinea sa, să determine dacă motoarele ar putea fi incluse în conceptul de familie sau grup de motoare. în general, tipul de aplicație trebuie stabilit în baza modificărilor ce se vor efectua la motoare și a volumului acestor modificări, după încercarea pe un stand de încercare.

12.5.2. Documentație

12.5.2.1 Toată documentația pentru certificare trebuie să fie completată și în mod corespunzător, ștampilată de o autoritate de certificare care este recunoscută de către Administrație. Această documentație trebuie să includă, de asemenea, toți termenii și condițiile, inclusiv înlocuirea pieselor componente, pentru asigurarea că motoarele sunt într-o stare corespunzătoare standardelor de emanație cerute.

12.5.2.2 Pentru un motor din cadrul unui grup de motoare, documentația necesară cerută pentru metoda de verificarea a parametrului motorului este specificată la 12.7.2.3.6.

12.5.3. Aplicația privind conceptul de familie de motoare

12.5.3.1 Conceptul de familie de motoare dă posibilitatea reducerii numărului de motoare care trebuie prezentat la încercarea de aprobare prezentând garanții că toate motoarele din cadrul familiei corespund cu cerințele de aprobare. În conceptul de familie de

motoare, motoarele cu proiectare și caracteristici similare de emanație sunt reprezentate de un motor-variantă de baza din cadrul familiei.

12.5.3.2 Motoarele care sunt produse în serie și nu se intenționează a fi modificate se pot include în cadrul conceptului de familie de motoare.

12.5.3.3 Alegerea procedeului pentru motorul-variantă de bază este de așa natură încât motorul ales să includă acele caracteristici care pot afecta cel mai mult, în sensul nefavorabil, nivelul de emanații de NO_x. în general, acest motor trebuie să aibă cel mai mare nivel de emanații dintre toate motoarele din familie.

12.5.3.4 Pe baza încercărilor si deciziilor experților. producătorul va propune care motoare să aparțină unei familii de motoare, care motoare produc cele mai mari emanații de No_x și, care motor (motoare) trebuie alese pentru încercarea de certificare.

12.5.3.5 în vederea certificării. Administrația trebuie să revizuiască alegerea motorului-variantă de bază din cadrul familiei și să aibă o opțiune de alegere a unui alt motor, fie pentru aprobare, fie pentru încercarea privind conformitatea de fabricație, pentru a avea încredere în faptul că întreaga familie de motoare corespunde limitelor de emanație de NO_x .

12.5.3.6 Conceptul de familie de motoare permite reglări minore la motoare prin caracteristicile lor de reglare. Motoarele navale care au caracteristici de reglare trebuie să corespundă tuturor cerințelor pentru orice reglare din cadrul domeniului fizic disponibil. O caracteristică nu se consideră că este de reglare dacă este în continuu confirmată sau dacă nu este accesibilă în mod obișnuit. Administrația poate cere ca parametrii (caracteristicile) de reglare sa fie menționați în orice specificație din cadrul domeniului său de reglare pentru certificare sau încercare în vederea determinării conformității cu cerințele.

12.5.3.7 înaintea unei aprobări de familie de motoare. Administrația trebuie să ia măsurile necesare pentru a verifica dacă au fost luate măsurile corespunzătoare pentru asigurarea controlului efectiv al conformității cu fabricația.

12.5.4. Linii directoare pentru alegerea familiei de motoare

12.5.4.1. Familia de motoare se va defini prin caracteristicile de bază care trebuie să fie comune pentru toate motoarele din cadrul familiei. în unele cazuri poate exista o interferență de parametrii; aceste efecte trebuie avute în vedere pentru a se asigura că doar motoarele cu caracteristici similare în ceea ce privește emanațiile de gaze arse de evacuare sunt incluse în cadrul unei familii de motoare, de exemplu, numărul de cilindrii poate deveni un parametru relevant pentru unele motoare datorită aspirației sau instalației de combustibil folosite, iar pentru cele cu altă construcție, caracteristicile referitoare la emanațiile de gaze arse de evacuare pot fi independente față de numărul de cilindrii sau configurație.

12.5.4.2. Producătorul de motoare răspunde de alegerea dintre diferitele modele de motoare a acelora care urmează a fi incluse într-o familie. Următoarele caracteristici de bază, dar nu specificațiile, trebuie să fie comune tuturor motoarelor din cadrul unei familii de motoare:

1. ciclul de ardere
   - în 2 timpi
   - în 4 timpi
2. mediul de răcire
   - aerul
   - apa
   - uleiul
3. cilindree
4. numărul de cilindrii și configurația lor

- se aplică doar în unele cazuri, de exemplu în combinație cu galeriile de admisie și evaluare a gazelor.

5. metoda de aspirație a aerului
   - aspirație naturală
   - supraalimentate
6. tipul de combustibil
   - combustibil diesel marin / combustibil marin greu
   - combustibil mixt
7. camera de ardere
   - cameră directă
   - cameră separată
8. supape și ferestre, configurație, mărime și număr
   - chiulasa
   - cămașa cilindrului
9. tipul instalației de combustibil
   - pompă de injecție pentru fiecare injector
   - în linie
   - cu distribuitor
   - cu un singur element
   - ansamblul injectorului
   - supapa de gaz (pentru motoare cu combustibil mixt)
10. caracteristici diverse
    - recircularea gazelor de evacuare
    - pompare de apă / emulsie
    - pompare de aer
    - instalație de răcire a turbosuflantei
    - tratare după evacuarea din motor:
      - catalizator de reducere
      - catalizator de oxidare
      - reactiv termic
      - trapă de particule

12.5.4.3 Dacă există motoare care includ alte caracteristici ce se pot considera că. afectează emanațiile de NO_x de ardere, aceste caracteristici trebuie identificate și luate în considerare la alegerea motoarelor ce urmează să fie incluse în familie.

12.5.5. Linii directoare pentru alegerea motorului varianta de bază dintr-o familie de motoare

12.5.5.1. Metoda de alegere a motorului-variantă de bază pentru măsurarea NO_x va fi convenită și aprobată de către Administrație. Metoda se va baza pe alegerea unui motor care include particularități de construcție ale motorului și caracteristicile care, din practică, se cunosc că produc cele mai mari emanații de NO_x exprimate în grame per kilowatt oră (g/kWh). Aceasta necesita cunoștințe detaliate asupra motoarelor din cadrul unei familii. în condiții speciale, Administrația poate trage concluzia că cel mai rău caz privind media de emanație a unei familii poate fi cel mai bine caracterizat prin încercarea unui al doilea motor. Deci, Administrația poate alege un motor suplimentar pentru încercare bazându-se pe particularitățile de construcție care arata că acesta poate avea nivelele cele mai mari de emanații de NO_x din cadrul acelei familii. Daca motoarele din cadrul unei familii includ alte

particularități de construcție variabile care se consideră că pot influența emanațiile de NO_x, acesre particularități trebuie, de asemenea, identificate și luate în considerare la alegearea motorului - variantă de bază.

12.5.5.2 Următoarele criterii de alegere a motorului - variantă de bază pentru controlul emanației de NO_x trebuie luate în considerare, iar procesul de alegere trebuie să țină seama de combinația caracteristicilor motorului din specificație:

1. criteriul de alegere principal
   - cantitatea maximă de combustibil injectată pe ciclu
2. criteriul de alegere suplimentar
   - presiunea medie efectivă
   - presiunea maximă din cilindru
   - raportul maxim între presiunea aerului și presiunea de aprindere
   - dp /dn, înclinarea curbei de creștere a presiunii
   - presiunea superioară a aerului de supraalimentare
   - temperatura superioară a aerului de supraalimentare

12.5.5.3 Dacă motoarele din cadrul familiei includ alte particularități variabile de construcție care pot -afecta emanațiile de NO_x, aceste particularități trebuie și ele identificate și luate în considerare la alegerea motorului - variantă de bază.

12.5.6. Certificarea familiei de motoare

12.5.6.1 Certificarea va include o listă, care urmează să fie pregătită și păstrată de către producătorul motorului și aprobată de către Administrație, cu toate motoarele și specificațiile lor acceptate în cadrul aceleiași familii de motoare, limitele condițiilor lor de operare și detalii și limite ale reglărilor permise la motor.

12.5.6.2 Un precertificat sau un Certificat EIAPP, trebuie eliberat pentru un motor care face parte dintr-o familie în conformitate cu prezentul Cod care certifică că motorul - variantă de bază respectă nivelele de NO_x specificate în Regula 13 din Anexa VI.

12.5.6.3 Daca un motor-variantă de bază al unei familii de motoare este încercat/măsurat în condițiile cele mai nefavorabile specificate în prezentul Cod și se confirmă că respectă limitele de emanații maxime admisibile rezultatele încercării și măsurătorii No_x trebuie menționate în Certificatul EIAPP eliberat pentru motorul-varianta de bază în particular și pentru toate motoarele care fac parte din aceeași familie de motoare.

12.5.6.4 Dacă. două sau mai multe Administrații sunt de acord să accepte alte Certificate EIAPP, atunci o familie întreagă de motoare, certificată de una din aceste Administrații, trebuie acceptată de către cealaltă Administrație participanta la acea convenție alături de Administrația respectivă care efectuează certificarea. Certificatele eliberate conform acestor convenții trebuie acceptate ca dovezi incontestabile că toate motoarele incluse în certificare care fac parte din familia de motoare corespund cerințelor de emanații specifice de NO_x. Nu este necesară o dovadă ulterioară a conformității cu Regula 13 din Anexa VI dacă se verifică că motorul instalat nu a fost modificat și reglările motorului sunt în domeniul permis în cadrul certificării familiei de motoare.

12.5.6.5 Dacă motorul-variantă de bază al unei familii de motoare trebuie certificat în conformitate cu un standard Ia alegere sau un ciclu de încercare diferit decât cel permis de prezentul Cod, producătorul trebuie să dovedească Administrației că media de emanații de NO_x pentru respectivele cicluri de încercare se încadrează la valori de limită, relevante conform regulii 13 din Anexa VI și prezentul Cod înainte ca Administrația să poată elibera un Certificat EIAPP.

12.5.6.6 înaintea acordării unui grup de motoare a aprobării pentru producerea noilor motoare în serie, Administrația va lua măsurile necesare pentru verificarea planurilor

corespunzătoare făcute în scopul asigurării controlului efectiv al conformității cu producția. Această cerință poate să nu fie necesară pentru grupurile stabilite pentru modificări la motor la bordul navei ci după ce a fost eliberat un Certificat EIAPP

12.5.7. Aplicarea conceptului de grup de motoare

12.5.7.1 Aceste motoare sunt utilizate în primul rând ca motoare principale de propulsie. Ele necesita în mod normal o reglare sau modificare pentru a corespunde condițiilor de funcționare la bordul navei, dar rezultatul lor să nu fie acela al depășirii limitelor de emanații de NO_x din prezentul Cod.

12.5.7.2 Conceptul de grup de motoare prevede, de asemenea, posibilitatea de reducere în cadrul încercării pentru aprobare a modificărilor la motoarele din producție sau din exploatare.

12.5.7.3 În general, conceptul de grup de motoare poate fi aplicat la orice tip de motor care are aceleași particularități de construcție cum se specifică la 12.5.4.5 și se permite reglarea sau modificarea individuală a motorului după efectuarea măsurătorii pe stand. Gama de motoare din cadrul unui grup de motoare și alegerea motorului-variantă de bază trebuie convenită si aprobată de către Administrație.

12.5.7.4 Aplicația conceptului de grup de motoare, dacă se cere de către producătorul de motoare sau altă parte, trebuie avută în vedere de către Administrație la aprobarea de certificare. Dacă posesorul de motor, cu sau fără suport tehnic de la producătorul de motoare, decide să efectueze modificări la un număr de motoare similare din flota armatorului, acesta poate aplica certificarea la un grup de motoare. Grupul de motoare poate include o încercare a motorului pe standul de încercare. Aplicații tipice sunt modificările similare ale motoarelor similare în exploatare sau motoarele similare în condiții similare de funcționare.

12.5.8 Linii directoare pentru alegerea unui grup de motoare

12.5.8.1 Grupul de motoare poate fi definit prin caracteristicile de baza și specificațiile suplimentare față de parametrii definiți la 12.5.3.8 pentru o familie de motoare.

12.5.3.2 Următorii parametrii și specificații trebuie să fie comune motoarelor din cadrul unui grup de motoare:

1. dimensiunile cursei și diametrului,
2. metoda și caracteristicile de construcție referitoare la presiunea de supraalimentare și instalația gazelor arse de evacuare;
   - presiunea constantă
   - c u sistempulsatoriu
3. metoda de supraalimentare și» instalația de răcire a aerului
   - cu/fără răcitor de aer
4. particularități de construcție ale camerei de ardere care afectuează emanația de NO_x.
5. particularități de construcție ale instalației de injecție cu combustibil, al pistonului și camei de injecție care pot influența caracteristicile de baza ale emanației de NO_x, și
6. puterea nominală maximă per cilindru la turația nominală maximă. Domeniul permis de abatere de la această medie în cadrul unui grup de motoare trebuie declarată de către producător și aprobată de către Administrație.

12.5.8.3 În general, dacă parametrii ceruți la 12.5.4.5.2 nu sunt comuni tuturor motoarelor din cadrul unui grup de motoare experimentat, aceste motoare nu pot fi considerate ca grup de motoare. Totuși, un grup de motoare poate fi acceptat dacă numai unul din acești parametrii sau specificații nu este comun pentru toate motoarele din cadrul

grupului de motoare experimentate cu condiţia ca producătorul de motoare sau armatorul să poată dovedi Administraţiei, prin Fişa tehnică, că o violare a unui parametru sau a unei specificaţii se va extinde asupra tuturor motoarelor din cadrul unui grup de motoare ce corespund limitelor de emanaţie de NO_x.

12.5.9. Linii directoare privind reglările sau modificările din cadrul unui grup de motoare

12.5.9.1 Reglările sau modificările minore în conformitate cu conceptul de grup de motoare sunt permise după precertificare sau măsurarea finală pe standul de încercare în cadrul unui grup de motoare cu acordul părţilor respective şi aprobarea Administraţiei, dacă:

1. o inspecţie a parametrilor relevanţi ai motorului în legătură cu emanaţia sau prevederile pentru mijloacele de verificare ale motorului sau datele prevăzute de către producătorul motoarelor confirmă că motorul reglat sau modificat corespunde limitelor respective de emanaţii de NO_x. Rezultatele obţinute pe standul de încercare a motorului cu privire la emanaţiile de NO_x trebuie acceptate ca o opţiune de verificare a reglărilor şi modificărilor motorului efectuate la bordul navei în cadrul unui grup de motoare,
2. măsurarea la bordul navei confirmă că motorul reglat sau modificat corespunde limitelor corespunzătoare de emanaţii de NO_x.

12.5.9.2 în continuare sunt date câteva exemple de reglări şi modificări permise a se efectua în cadrul unui grup de motoare, dar fără a se limita totuşi la acestea:

1. în condiţii la bordul navei, reglarea:
   - temporizarea injecţiei pentru compensarea diferenţelor de proprietate a combustibilului,
   - temporizarea injecţiei pentru optimizarea presiunii maxime a cilindrului,
   - diferenţe de alimentare cu combustibil între cilindrii.
2. Pentru realizarea optimizării, modificarea:
   - turbosuflantei,
   - componentelor pompei de injecţie,
     - specificaţie piston
     - specificaţie supapă de alimentare
   - duze de injecţie,
   - profile de came,
     - supape de admisie şi de evacuare
     - came de injecţie
   - camera de ardere.

12.5.9.3 Exemplele de mai sus de modificări după probele de încercare pe stand au în vedere îmbunătăţiri esenţiale ale componentelor sau performanţei motorului pe perioada de funcţionare a unui motor. Acesta este unul din principalele motive de existenţă a conceptului de grup de motoare. La cerere, Administraţia, poate accepta rezultatele de la o încercare de demonstraţie efectuată pe un singur motor, posibil şi un motor de încercare, care arată efectele modificărilor asupra nivelului de NO_x care poate fi acceptată pentru toate motoarele din cadrul unui grup de motoare fără a fi nevoie de măsurători în vederea certificării pe fiecare motor al grupului.

12.5.10. Linii directoare privind alegerea motorului - variantă de bază dintr-un grup de motoare

12.5.10.1. Alegerea motorului-variantă de bază trebuie făcută în conformitate cu criteriul 12.3.9, după caz. Nu este întotdeauna posibil să se aleagă un motor-variantă de bază dintr-un volum mic de motoare fabricate în același fel ca dintr-o masă de motoare fabricate (familie de motoare). Primul motor comandat poate fi înregistrat ca motor-variantă de bază. Metoda utilizată la alegerea motorului-variantă de bază pentru reprezentarea grupului de motoare trebuie convenit și aprobat de către Administrație.

12.5.10.2. înaintea acordării unui grup inițial de motoare a aprobării pentru producerea motoarelor în serie, Administrația va lua măsurile necesare pentru verificarea planurilor corespunzătoare făcute în scopul asigurării controlului efectiv al conformității cu producția. Această cerințe poate să nu fie necesară pentru grupurile stabilite pentru modificări la motor efectuate la bordul navei după ce a fost eliberat un Certificat EIAPP.

12.6. Procedee cu privire la măsurătorile de emanații de NO_x efectuate pe un stand de încercare

12.6.1. Generalități

12.6.1.1 Această procedură trebuie aplicată la fiecare încercare de aprobare inițială a unui motor naval indiferent de locul unde se efectuează acea încercare

12.6.1.2 Acest capitol specifică metodele de calcul și măsurare în legătură cu emanațiile de gaze arse de la motoarele cu ardere internă în regim de stabilizare, necesare la determinarea valorii medii specifice pentru emanația de gaze arse de evacuare cu NO_x

12.6.1.3 Multe din procedeele descrise mai jos sunt considerații detaliate ale metodelor de laborator, deoarece determinarea unei valori de emanații necesită mai degrabă realizarea unui set complex de măsurători individuale decât obținerea unei singure valori măsurate. De aceea, rezultatele obținute depind mai mult de procesul de realizare a măsurătorilor decât de motor și metoda de încercare.

12.6.1.4 Acest capitol include metodele de încercare și măsurare, desfășurarea și raportul încercării ca procedeu pentru o măsurare efectuată pe standul de încercare.

12.6.1.5 În principiu, pe perioada încercărilor privind emanația, un motor trebuie să fie echipat cu toate piesele sale auxiliare în același mod în care va fi utilizat la bordul navei.

12.6.1.6. în sensul acestui capitol, pentru multe din tipurile de motoare se permite ca piesele auxiliare, care pot fi montate la motorul în exploatare, să nu fie cunoscute în momentul fabricării sau certificării. Aceasta din cauza că emanațiile sunt relevate pe baza forței de frânare.

12.6.1.7. Dacă nu este cazul să se efectueze încercarea motorului conform condițiilor definite la 12.6.2.3. de exemplu dacă motorul și transmisia formează o singură unitate, motorul poate să fie încercat doar cu celelalte piese auxiliare montate. În acest caz, reglajele dinamometrice trebuie determinate în conformitate cu 12.6.2.3 și 12.6.9. Pierderile de suplimentare nu trebuie să depășească 5% din puterea maximă înregistrată. Pierderile ce depășesc 5% trebuie aprobate de către Administrația respectivă înaintea efectuării încercării.

12.6.1.8 .Toate volumele și media debitului volumetric trebuie să se încadreze între 273 K (0°C) și 101.3 kPa.

12.6.1.9. Dacă nu se specifică altfel, toate rezultatele măsurătorilor, datele încercării sau calculele cerute în acest capitol trebuie consemnate în raportul de încercare a motorului în conformitate cu 5.10.

12.6.1.10. Tabelele I, 2, 3 și 4 din anexa 12.8.3 al prezentului Cod conțin abrevierile, indicii și simbolurile folosite în acest Cod, inclusiv specificațiile pentru aparatele analitice din anexa 12.8.5, cerințele de calibrare pentru aparatele analitice incluse în anexa 12.8.6 și formulele de calcul privind debitul de gaze incluse în capitolul 12.6 și anexa 12.8.7 din prezentul Cod.

12.6.2. Condiții de încercare

12.6.2.1 Parametrul de încercare și valabilitatea încercării pentru aprobarea familiei de motoare

Parametrul f_a trebuie determinat conform următoarelor prevederi:

1. motoare cu aspirație normală și suflante acționate de motor:

$$f_a = \left(\frac{99}{p_s}\right) \cdot \left(\frac{T_a}{298}\right)^{0,7} \quad (12.1)$$

2. motorul cu supraalimentare cu turbosuflantă cu sau fără răcirea aerului de admisie:

$$f_a = \left(\frac{99}{p_s}\right)^{0,7} \cdot \left(\frac{T_a}{298}\right)^{1,5} \quad (12.2)$$

și, pentru ca o încercare să fie recunoscuta ca valabilă, parametrul f_a trebuie să fie astfel încât:

$$0,98 \leq f_a \leq 1,02 \quad (12.3)$$

12.6.2.2. Motoare cu răcirea aerului de supraalimentare

12.6.2.2.1. Temperatura mediului de răcire și temperatura aerului trebuie înregistrate. Instalația de răcire trebuie reglată cu motorul funcționând la turația și sarcina de referință. Temperatura aerului de încărcare și reducerea presiunii răcitorului trebuie reglată între ± 4 K și, respectiv, ± 2 kPa, ca în specificația producătorului.

12.6.2.2.2. Motoarele răcite cu apă trebuie să poată funcționa la nivelele admisibile de emanații de NO_x așa cum se prevede în regula 13 din Anexa VI, la temperatura ambiantă a apei de mare de 25 °C. O creștere suplimentară a temperaturi datorată schimbătoarelor de căldură, de exemplu, pentru scăderea temperaturii la instalația de răcire cu apă, trebuie imediat luată în considerare.

12.6.2.3. Puterea

12.6.2.3.1. Măsurarea emanațiilor specifice are la bază puterea necorectată de frânare.

12.6.2.3.2. Piesele auxiliare care nu sunt necesare la funcționarea motorului și care pot fi montate pe motor pot fi eliminate din cadrul încercării.

12.6.2.3.3. Dacă piesele auxiliare neesențiale nu au fost eliminate, puterea absorbită de ele la turația de încercare trebuie determinată pentru a calcula forța necorectată de frânare.

12.6.2.4. Instalația de admisie a aerului la motor

Motorul supus încercării trebuie să aibă o instalație de admisie a aerului care să prevadă o restricție a admisiei aerului, așa cum se specifică de către producător, înlocuind un dispozitiv de purificare a aerului în condiții de funcționare a motorului, așa cum se specifică

de către producător, și al cărui rezultat constă într-un debit maxim de aer pentru respectiva utilizare a motorului.

12.6.2.5. Instalația de evacuare a gazelor arse de la motor

Motorul încercat trebuie și aibă o instalație de evacuare a gazelor arse prevăzută cu o contrapresiune a gazelor arse de evacuare, așa cum se specifică de către producător în condiții de funcționare a motorului și al cărui rezultat constă într-o putere maximă declarată pentru respectiva utilizare a motorului.

12.6.2.6. Instalația de răcire

Trebuie utilizată o instalație de răcire a motorului care are un debit suficient pentru a menține motorul la temperatura normală de funcționare așa cum se specifică de către producător.

12.6.2.7. Ulei de ungere

Specificațiile privind uleiul de ungere folosit la încercare trebuie înregistrat.

12.6.3. Combustibili de încercare

12.6.3.1 Caracteristicile combustibilului pot influența emanația de gaze arse de la motor. Deci, caracteristicile combustibilului utilizat la încercare trebuie determinate și notate. Dacă se face referire la combustibili, trebuie indicate specificațiile sau codul de referință, precum și analiza combustibilului.

12.6.3.2 Alegerea combustibilului pentru încercare depinde de scopul încercării. Dacă nu se convine altfel de către Administrație și dacă nu este disponibilă o referire corespunzătoare la combustibil, arunci se va folosi combustibilul diesel marin - gradul DM, specificat în ISO 8217, 1996, cu proprietăți corespunzătoare tipului de motor.

12.6.3.3 Temperatura combustibilului trebuie să corespundă recomandărilor producătorului. Temperatura combustibilului trebuie să fie măsurată de la admisia în pompa de injecție cu combustibil sau așa cum se specifică de către producător, iar temperatura și locul măsurării trebuie notate.

12.6.4. Echipament de măsurare

12.6.4.1 Emanația componentelor gazoase de la motorul supus încercării trebuie măsurata prin metodele menționate în anexa 12.8.5 din prezentul Cod, care descrie instalația analitică recomandata pentru emanațiile gazoase.

12.6.4.2 Se pot accepta alte instalații sau analizoare, conform aprobării Administrației, daca cu ele se obțin rezultate echivalente acelora obținute cu echipamentul menționat la 12.6.4.1.

12.6.4.3 Acest Cod nu conține detalii asupra echipamentului de măsurare a debitului, temperaturii și presiunii. în schimb, Ia 12.2.3.1 din anexa 12.8.6 al acestui Cod sunt indicate cerințele exacte referitoare la echipamentul necesar efectuării unei încercării privind emanațiile.

12.6.4.4 Specificația pentru frâna hidraulică

12.6.4.4.1 Se va utiliza frâna hidraulica cu caracteristici corespunzătoare realizării ciclului respectiv de încercare descris la 12.4.2.

12.6.4.4.2 Aparatele pentru măsurarea momentului de torsiune și a turației vor permite masurarea puterii arborelui peste limitele de funcționare pe standul de încercare, așa cum se specifică de către producător. în caz contrar, se impun calcule suplimentare care vor fi înregistrate.

12.6.4.4.3 Precizia echipamentului de măsurare va fi astfel încât **să** nu se **depășească** abaterile maxime ale valorilor date la 12.8.6.2.3. din anexa 12.8.6 al **acestui** Cod.

12.6.5. **Determinarea debitului** de gaze arse de evacuare

Debitul gazelor arse de evacuare trebuie determinat prin una din metodele **specificate** la 12.6.5.1, 12.6.5.2 sau 12.6.5.3.

12.6.5.1 Metoda măsurării directe

Această metodă implică măsurarea directă a debitului de gaze arse de evacuare prin duza de debit sau instalația echivalentă de măsurare și va corespunde unui standard internațional recunoscut.

Notă: Măsurarea debitului de gaze este o sarcină dificilă. Trebuie luate măsuri de precauție pentru **evitarea** erorilor de măsurare care vor influența erorile privind valoarea emanației.

12.6.5.2 Metoda de măsurare a debitului de aer și a debitului de combustibil.

12.6.5.2.1 Metoda de determinare **a debitului** de emanații de gaze arse de evacuare trebuie aplicată în conformitate cu un standard internațional recunoscut.

12.6.5.2.2 Se vor utiliza **debitmetrele** de aer și cele de combustibil cu precizia indicată în apendicele 6 din acest Cod.

buie calculat astfel:

$$G_{EXHW} = G_{AIRW} + G_{FUEL} \quad \text{(\textbf{masă} umedă de evacuare)} \quad \textbf{(12.4)}$$

sau

$$V_{EXHD} = V_{AIRD} + F_{FD}' \; G_{FUEL} \quad \text{(volum \textbf{uscat} de evacuare)} \quad \textbf{(12.5)}$$

sau

$$V_{EXHW} = V_{AIRW} + F_{FW}' \; G_{FUEL} \quad \text{(\textbf{masă umedă} de evacuare)} \quad \textbf{(12.6)}$$

Notă: Valorile pentru F_{FD} și F_{FW}, variază în funcție de tipul de combustibil

12.6.5.3 Metoda de compensare cu carbon

Aceasta metoda implica calcularea debitului masei de gaze arse de evacuare din consumul de combustibil și concentrațiile de gaze arse de evacuare prin utilizarea **metodei** de compensare cu carbon și oxigen **așa** cum se specifică în anexa 12.8.7 din acest Cod.

12.6.6. Abaterile admisibile ale dispozitivelor de măsurare a parametrilor caracteristici ai motorului si a altor parametri esențiali

Calibrarea tuturor aparatelor de **măsurare** trebuie efectuată **conform** standardelor internaționale recunoscute și trebuie să corespundă cerințelor menționate în acest Cod.

12.6.7. Analizoare pentru determinarea componentelor gazoase

Analizoarele pentru determinarea componentelor **gazoase** trebuie să respecte specificațiile menționate în anexa 12.8.5 din acest Cod.

12.6.8. Calibrarea aparatelor analitice

Fiecare analizor utilizat la măsurarea parametrilor unui motor, aşa cum se prevede în apendicele 5 din acest Cod, trebuie calibrat oricât de des este necesar aşa cum se menţionează în apendicele 6 din acest Cod.

12.6.9. încercarea în funcţionare

12.6.9.1 Generalităţi.

12.6.9.1.1 Descrieri detaliate privind instalaţiile de analiză şi luare de probe sunt date la întrucât diferite configuraţii pot produce rezultate echivalente, nu se impune conformitatea exactă cu aceste cifre. Componente suplimentare, cum ar fi aparatele de măsură, valvule, solenoizi, pompe şi întrerupătoare se pot folosi pentru furnizarea informaţiilor suplimentare şi coordonarea funcţiilor instalaţiilor componente.

12.6.9.1.2 Instalaţiile cu restricţie a admisiei şi cu contrapresiune la gazele arse de evacuare trebuie reglate la limitele superioare aşa cura se specifică de către producător în conformitate cu 12.6.2.4 şi 12.6.2.5.

12.6.9.2 Principalele componente ale gazelor arse de evacuare

12.6.9.2.1 O instalaţie de măsurare analitică pentru determinarea emanaţiilor gazoase din gazele arse de evacuare impure trebuie să se bazeze pe utilizarea următoarelor analizoare:

1. analizorul HRD pentru măsurarea hidrocarbuilor;
2. analizorul NDIR pentru măsurarea monoxidului şi dioxidului de carbon;
3. analizorul HCLD sau altul echivalent acestuia pentru măsurarea oxizilor de azot;
4. PMD, ECS sau ZRDO pentru măsurarea oxigenului.

12.6.9.2.2 Pentru gazele arse de evacuare impure, mostra pentru toate componentele se poate lua printr-o singură probă de eşantionaj sau două din apropierea unei extremităţi şi separate apoi în interior la diferitele analizoare. Trebuie avut grijă ca în nici un punct al instalaţiei analitice să nu se producă condens de Ia componentele gazelor.

12.6.9.2.3 Specificaţiile şi calibrarea cu privire la aceste analizoare sunt menţionate în apendicii 5 şi 6 din acest Cod.

12.6.9.3 Extragerea de probe din emanaţiile gazoase

12.6.9.3.1 Probele de eşantioane pentru emanaţiile gazoase trebuie să fie la o distanţă cu cel puţin 0.5 m sau de 3 ori diametrul ţevii de evacuare a gazelor arse - care dintre acestea este mai mare - la partea de sus a ieşirii de la instalaţia pentru evacuarea gazelor arse, pe cât este posibil, dar suficient de aproape de motor astfel încât să se asigure o temperatură de evacuare a gazelor arse de cel puţin 343 K (70 °C) pe probă.

12.6.9.3.2 In cazul unui motor cu mai mulţi cilindrii cu un distribuitor ramificat de evacuare a gazelor arse, orificiul de admisie al probei trebuie să fie situat destul de departe de partea inferioară, astfel încât să se asigure că eşantionul este reprezentativ pentru media emanaţiilor de gaze arse de evacuare din toţi cilindrii. La motoarele cu mai mulţi cilindrii care au grupuri distincte de distribuitoare, cum ar fi cele cu o configuraţie de motor "V", se permite obţinerea unui eşantion din fiecare grup şi calcularea unei medii a emanaţiilor de gaze arse de evacuare. Se pot utiliza şi alte metode indicate pentru corelarea cu metodele de mai sus. Pentru calcularea emanaţiilor de gaze arse de evacuare trebuie utilizat debitului total de emanaţii de gaze arse de evacuare.

12.6.9.3.3 Dacă compoziţia gazelor arse de evacuare este influenţată de vreo instalaţie de evacuare a gazelor arse după tratare, eşantionul de gaze arse de evacuare trebuie luat din partea de jos a acestui dispozitiv.

12.6.9.4 Verificarea analizoarelor

Analizoarele de emanații trebuie fixate pe zero și apoi acționate

5.9.5 Ciclurile de încercare

Toate motoarele trebuie încercate în conformitate cu ciclurile de încercare definite la 3.2. Acesta ține seama si de variațiile din utilizarea motorului.

12.6.9.6 Desfășurarea încercării

12.6.9.6.1 După terminarea procedeelor de la 12.6.9.1 până la 12.6.9.5, trebuie să înceapă desfășurarea încercării. Motorul trebuie să funcționeze în fiecare caz în conformitate cu ciclurile corespunzătoare de încercare definite la 12.4.2.

12.6.9.6.2 Pe durata fiecărui caz al ciclului de încercare după perioada de tranziție inițială, turația specificată trebuie menținută în domeniul ±1% din turația nominală sau ±3 min^{-1}, care dintre acestea este mai mare, cu excepția mersului în gol care va fi în cadrul tolerantelor declarate de către producător. Momentul de torsiune specific va fi menținut astfel încât media, peste perioada de timp în care urmează să se facă măsurătorile, este în domeniul ±2% din momentul maxim de torsiune la turația de încercare.

12.6.9.7 Sensibilitatea analizoarelor

Parametrii de ieșire de la analizoare trebuie înregistrați, atât în timpul încercării cât și pe perioada tuturor verificărilor de sensibilitate (zero și acționare rapidă), pe un înregistrator cu bandă de înregistrare sau măsurată cu o instalație echivalentă de achiziție de date cu trecerea gazelor arse de evacuare prin analizoare la cel puțin zece minute în fiecare caz.

12.6.9.8 Condiții ale motorului

Turația și sarcina motorului, temperatura aerului de admisie și debitul combustibilului trebuie măsurate în fiecare caz imediat după ce funcționarea motorului s-a stabilizat. Debitul gazelor arse de evacuare trebuie măsurat sau calculat și înregistrat

12.6.9.9 Reverificarea analizoarelor

După încercarea la emanații, calibrarea analizoarelor trebuie reverificată fixând mai întâi pe indicarea valorii zero a gazului și apoi rotind rapid așa cum s-a procedat înaintea efectuării măsurătorilor. încercarea trebuie considerată acceptată dacă diferența dintre cele două calibrări este mai mică de 2%.

12.6.10. Raportul încercării

12.6.10.1 Pentru fiecare motor încercat în vederea precertificării sau certificării inițiale la bordul navei fără precertificare, producătorul motorului trebuie să pregătească un raport de încercare care să conțină, cel puțin, datele menționate în anexa 12.8.4 din acest Cod. Originalul raportului de încercare trebuie păstrat în dosarul producătorului motorului și o copie legalizată la dosarul Administrației.

12.6.10.2. Raportul încercării, fie originalul fie copia legalizată, trebuie anexat la Fișa tehnică, făcând permanent parte din ea.

12.6.11. Evaluarea datelor privind emanațiile gazoase

Pentru evaluarea emanațiilor de gazoase, trebuie făcută o medie a citirii diagramei în ultimele 60 de secunde ale fiecărui caz și determinată media concentrațiilor de CO, CO_2, HC, NO_x și O_2 pe durata fiecărui caz din media citirilor diagramei și datele corespunzătoare de calibrare.

12.6.12. Calcularea emanațiilor gazoase

Rezultatele finale pentru raportul de încercare trebuie determinate prin parcurgerea etapelor de la 12.6.12.1 până la 12.6.12.4.

12.6.12.1 Determinarea debitului gazelor arse de evacuare

Debitul gazelor arse de evacuare (G_{EXHW}, V_{EXHW} sau V_{EXHD}) trebuie determinat pentru fiecare caz în conformitate cu una din metodele descrise la 12.6.5.1 până la 12.6.5.3.

12.6.12.2 Corecția raportului uscat / umed

Dacă se aplică G_{EXHW}, V_{EXHW}, G_{TOTW} sau V_{TOTW}, concentrația măsurată, dacă nu este deja măsurată pe o bază umedă, trebuie convertită într-o bază umedă după următoarea formulă:

$$conc(umed) = K_W \cdot conc\,(uscat) \qquad (12.7)$$

5.12.2.1 Pentru gazele arse brute (impure) de evacuare:

$$K_{w,r} = \left(1 - F_{FH} \cdot \frac{G_{FUEL}}{G_{AIRD}}\right) - K_{W2} \qquad (12.8)$$

$$K_{w,2} = \left(\frac{1{,}608 \cdot H_a}{1000 + (1{,}608 \cdot H_a)}\right) \qquad (12.9)$$

$$H_a = \frac{6{,}220 \cdot R_a \cdot p_a}{p_B - p_a \cdot R_a \cdot 10^{-2}} \qquad (12.10)$$

cu:

H_a, H_d = g apă per kg aer uscat

R_a = umiditatea relativă a aerului de admisie, %

p_a = presiunea de saturație a vaporilor din aerul de admisie, kPa

p_B = presiunea barometrică totală, kPa

Notă: Formulele ce utilizează F_{FH} sunt versiuni simplificate ale celor menționate în acest Cod

12.6.12.2.2Alternativ:

$$K_{w,r} = \frac{1}{1 + H_{TCRAT} \cdot 0{,}005 \cdot (\%CO(uscat) + \%CO_2(uscat))} - K_{w,2} \qquad (12.11)$$

12.6.12.2.3 Pentru aerul de admisie:

$$K_{w,a} = 1 - K_{w2} \qquad (12.12)$$

12.6.12.2.4 Formula (12.8) trebuie acceptată ca definiție a factorului specific de combustibil F_{FH}. Definit în acest fel F_{FH} este o valoare pentru conținutul în apă al gazelor arse de evacuare din relația raportului aer-combustibil.

12.6.12.2.5 Valorile tipice pentru F_{FH} pot fi găsite în tabelul 12.24 al anexa 12.8.7 din acest Cod, care conține o listă a valorilor F_{FH} pentru diferiți combustibili. F_{FH} nu depinde doar

specificațiile pentru combustibil, ci depinde, într-o mai mică măsură, și de raportul aer - combustibil al motorului.

12.6.12.2.6 Anexa 12.8.7 din acest Cod conține formule pentru calcularea F. din conținutul de hidrogen al combustibilului și raportul aer - combustibil.

5.12.2.7 Formula (12.8) consideră conținutul de apă din procesul de ardere și din aerul de admisie independent unul față de celalalt și suplimentar.

5.12.2.8 12.6.12.3 Corecția NO_x pentru umiditate și temperatură

12.6.12.3.1 Deoarece emanația de NO_x depinde de condițiile mediului înconjurător, concentrația de NO_x trebuie corectată în ceea ce privește temperatura și umiditatea mediului înconjurător cu factorii dați în formulele (12.13) și (12.14).

12.6.12.3.2 Valoarea standard de 10,71 g/kg la temperatura standard de referință de 25° C trebuie utilizată la toate calculele ce implică corectarea umidității în cadrul acestui Cod. Nu trebuie folosite alte valori de referință pentru umiditate în locul celei de 10,71 g/kg.

12.6.12.3.3 Se pot utiliza alte formule de corecție dacă pot fi justificate sau validate în cadrul unui acord al părților respective și dacă se aprobă de către Administrație.

12.6.12.3.4 Apa sau aburul injectat în turbosuflantă (umidificarea aerului) este considerată o emanație a dispozitivului de control și, de aceea, nu se va ține cont de ele la corectarea umidității. Apa care se condensează în răcitor poate modifica umiditatea aerului de supraalimentare și, deci, acest fapt trebuie luat în considerare la corectarea umidității.

12.6.12.3.5 Generalități cu privire la motoarele diesel

în general, pentru motoarele diesel trebuie utilizată următoarea formulă pentru calcularea K_{HDIES}

$$K_{DIES} = \frac{1}{1 + A \cdot (H_a - 10{,}71) + B \cdot (T_a - 298)} \qquad (12.13)$$

unde:

A = 0,309 G_{FUEL} / G_{AIRD} - 0,0266 ;

B = - 0,209 G_{FUEL} / G_{AIRD} - 0,00954 ;

T = temperatura aerului în K ;

H_a = umiditatea aerului de admisie, g apă per kg uscat (așa cum se determină din formula 12.10)

12.6.12.3.6 Motoare diesel cu râcitoare intermediare de aer

Pentru motoarele diesel cu râcitoare intermediare de aer trebuie utilizată următoarea formulă alternativă (12.14):

1. Pentru luarea în considerare a umidității din aerul încărcat, mai trebuie avute în vedere și următoarele:

Hsc = umiditatea aerului de supraalimentare, g apa per kg de aer uscat în care:

Hsc = 6.220 · Psc · 100/ (PC - Psc)

unde:

Psc = presiunea de saturație de vapori din aerul de supraalimentare, kPa

PC = presiunea aerului de supraalimentare. kPa

2. Dacă Ha > Hsc. atunci Hsc trebuie utilizat în locul Ha din formula (12.14). În acest caz, G_{EXHW} din 12.6.5.2.3 trebuie corectat astfel:
3. Dacă Ha<Hsc, atunci Ha din formula (12.14) trebuie utilizat ca atare.

$$K_{HDIES} = \frac{1}{1 - 0{,}012 \cdot (H_a - 10{,}71) - 0{,}0275 \cdot (T_a - 298) + 0{,}00285(T_{SC} - T_{SCRef})} \quad (12.14)$$

unde:

T_{SC} = temperatura aerului **interrăcit**

T_{SCRef} = temperatura de referință a aerului refrigerent corespunzător unei temperaturi a apei de mare de 25° C. T_{SCRef}, trebuie specificat de către producător

Notă: Pentru explicarea altor variabile vezi formula **(12.13).**

12.6.12.4 Calcularea ratelor debitului gazelor arse de evacuare

12.6.12.4.1 Ratele **debitului** de gaze arse de evacuare pentru fiecare mod trebuie calculate după cum urmează (pentru gazele arse brute de evacuare):

$$Gas\ mass = u\ conc\ G_{EXHW} \quad (12.15)$$

sau

$$Gas\ niass = v\ conc\ G_{EXHd} \quad (12.16)$$

sau

$$Gas\ mass = w\ conc\ G_{EXHW} \quad (12.17)$$

12.6.12.4.2 Coeficienții u - umed, v - uscat și w - umed trebuie utilizați așa cum se **specifică** m tabelul 12.5.

Tabelul 12.5 **Coeficienții u, v, w**

Gaz	u	v	w	conc
NO_x	0,001587	0,002053	0,002053	ppm
CO	0,000966	0,00125	0,00125	ppm
HC	0.000479	-	0,000619	ppm
CO_2	15,19	19,64	19,64	procente
O_2	11,05	14,29	14,29	procente

Notă: Coeficienții pentru u dat în tabelul 12.5 sunt valorile corecte pentru o densitate a gazelor arse de evacuare de aproximativ 1.293; pentru o densitate a gazelor arse de evacuare ≠ **1,293,** u = w / densitate.

12.6.12.5 Calcularea emanațiilor specifice

12.6.12.5.1 Emanația trebuie calculată pentru toate componentele individuale în felul următor:

$$GAS_x = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} M_{GAS_i} \cdot W_{F_i}}{\sum_{i=1}^{i=n} P_i \cdot W_{F_i}} \quad ; \quad (12.18) \qquad P_i = P_{Mi} + P_{AUXi} \quad (12.19)$$

12.6.12.5.2 Factorii de încărcare și numărul de. moduri (n) utilizate la calculele de mai sus corespund prevederilor de la **12.4.2.**

12.6.12.5.3 Media rezultată a valorii emanației specifice de NO_x pentru motor așa cum se determină prin formula (12.18) trebuie apoi comparată cu figura 12.1 de la 12.4.1 pentru a vedea dacă motorul corespunde Regulii 13 din anexa VI.

12.7. Proceduri privind demonstrarea conformității cu limitele de emanații de NO_x la bordul navelor

12.7.1. Generalități

După instalarea unui motor precertificat la bordul unei nave, fiecare motor diesel naval va fi supus inspecțiilor de verificare la bord efectuate, așa cum se specifică la 12.3.1.1.2 până la 2.1.1.4, pentru a verifica că motoarele continuă să corespundă limitelor de emanații de gaze arse de evacuare cu NO_x menționate în Regula 13 din Anexa VI. O astfel de verificare a conformității trebuie determinată prin folosirea uneia din următoarele metode:

1. metoda de verificare a parametrului motorului în conformitate cu 12.7.2 pentru verificarea că o componentă a motorului, reglajele și valorile de funcționare nu au deviat de la specificațiile date în Fișa tehnică a motorului:
2. metoda măsurătorii simplificate în conformitate cu 12.2.7.3: metoda controlului și a măsurătorii directe în conformitate cu 12.3.3.4, 12.3.3.5, 12.3.3.7, 12.3.3.11, 12.3.4.4 și 12.6.5.

12.7.2. Metoda de verificare a parametrilor motorului

12.7.2.1 Generalități

12.7.2.1.1 Motoarele care îndeplinesc următoarele condiții pot fi alese spre a fi supuse aplicării uneia din metodele de verificare a parametrilor motorului:

1. motoarele care au primit un precertificat (Certificat EIAPP) după încercarea pe stand și acelea care au primit un certificat (Certificat IAPP) în urma efectuării unei inspecții inițiale de certificare;
2. motoarele care de la data ultimei inspecții, au suferit modificări sau reglaje la componentele motorului și la caracteristicile reglabile.

12.7.2.1.2 O metodă de verificare a parametrilor unui motor trebuie aplicată motoarelor, conform 12.7.2.1.1, arunci când există o modificare a componentelor sau caracteristicilor reglabile ale motorului ce afectează nivelul de emanații de NO_x. Motoarele instalate pe nave vor fi pregătite în prealabil pentru ușurința verificării componentelor, și caracteristicilor reglabile și parametrilor motorului care afectează nivelul de emanații de NO_x.

12.7.2.1.3 Suplimentar, daca un motor diesel este destinat să funcționeze în cadrul limitelor de emanații de NO_x prevăzute, este foarte probabil ca pe durata de funcționare a motorului la bordul navei limitele de emanații de NO_x să fie respectate. Totuși, reglările sau modificările efectuate la motor pot să contravină limitelor prevăzute pentru emanațiile de NO_x. De aceea, metoda de verificare a parametrului unui motor va fi utilizata la verificarea respectării de către motor α limitelor prevăzute pentru emanațiile de NO_x.

12.7.2.1.4 Metoda de verificare a componentelor motorului, inclusiv verificările reglajelor și a valorilor de funcționare a motorului, sunt destinate oferirii unor mijloace imediate de deducere a performanței motorului în ceea ce privește emanațiile, iar scopul verificării este conformitatea motorului, care nu a suferit modificări sau reglaje sau are modificări sau reglări minore, cu limitele prevăzute pentru emanațiile de NO_x.

12.7.2.1.5 Scopul unor astfel de verificări este de a oferi mijloacele imediate de determinare că motorul este corect reglat conform specificației producătorului și rămâne în starea de reglare corespunzătoare cu certificarea inițială făcută de Administrație în conformitate cu Regula 13 din Anexa VI.

12.7.2.1.6 Dacă este implicată o instalație electronică de comandă a motorului, aceasta va fi evaluată comparativ cu reglajele inițiale pentru a se asigura că parametrii respectivi funcționează în cadrul limitelor "pentru care a fost construit motorul".

12.7.2.1.7 în scopul evaluării conformității cu Regula 13 din Anexa VI, nu este întotdeauna necesar să se măsoare nivelul de NO_x pentru a ști dacă un motor, care nu are montat un dispozitiv de tratare a gazelor arse, este foarte probabil să corespundă limitelor de emanații de NO_x. Este suficient de știut că starea motorului din momentul respectiv corespunde componentelor specificate, calibrării sau reglării parametrilor din momentul certificării inițiale. Dacă rezultatele metodei de verificare a parametrului unui motor indică faptul că motorul corespunde limitelor de emanații de NO_x motorul poate fi recertificat fără măsurarea directă a NO_x.

12.7.2.1.8 Pentru motoarele echipate cu dispozitive de tratare a gazelor arse, va fi necesar să se verifice funcționarea dispozitivului după tratarea gazelor arse, aceasta făcând parte din verificarea parametrilor.

12.7.2.2 Procedee ale metodei de verificare a parametrilor motorului

12.7.2.2.1 O metodă de verificare a parametrilor unui motor trebuie aplicată prin folosirea a două procedee, astfel:

1. o inspecție a documentației privind parametrii motorului trebuie efectuată suplimentar față de alte inspecții și să includă inspecția Jurnalului de mașini care cuprinde parametrii motorului și o verificare a faptului că acești parametrii se află în domeniul admisibil specificat în Fișa tehnică a motorului;
2. o inspecție a componentelor motorului și parametrilor reglabili trebuie efectuată suplimentar față de inspecția documentației, după caz. Apoi, referitor la rezultatele inspecției documentației, se va verifica dacă parametrii reglabili ai motorului se află în domeniul admisibil specificat în Fișa tehnică.

12.7.2.2..2 Inspectorul trebuie să poată face o alegere în ceea ce privește verificarea unei singure componente identificate, a reglajelor sau valorilor de funcționare sau a tuturorcomponentelor, pentru a se asigura că motorul, care nu a suferit modificări sau reglaje sau are modificări sau reglări minore, corespunde limitelor aplicabile de emanații și că sunt utilizate doar componentele din specificația curentă. Dacă în Fișa tehnică sunt făcute referiri la reglajele sau modificările dintr-o specificație, ele trebuie să se încadreze în domeniul recomandat de producător și aprobat de către Administrație.

12.7.2.3 Documentația pentru metoda de verificare a parametrilor motorului

12.7.2.3.1 Fiecare motor diesel naval va avea o Fișa tehnică ce identifică componentele motorului, reglajele sau valorile de funcționare care influențează emanațiile de gaze arse de evacuare și trebuie să fie verificate pentru asigurarea conformității.

12.7.2.3.2 Armatorii sau persoanele care răspund de navele echipate cu motoare diesel supuse aplicării metodei de verificare a parametrilor săi, trebuie și păstreze la bordul navei următoarea documentație referitoare la mijloacele imediate de verificare:

1. un Jurnal de mașini al parametrilor motorului pentru înregistrarea tuturor modificărilor făcute cu privire la componentele sau reglajele unui motor:
2. o listă cu parametrii motorului corespunzători componentelor și reglajelor respective ale motorului sau documentația unor valori de funcționare dependentă de sarcină a motorului, prezentate de către producătorul unui motor și aprobate de către Administrație:
3. Documentația tehnică a unei modificări de componente ale motorului, dacă o astfel de modificare este făcută la motor la vreuna din componentele sale.

12.7.2.3.3 Registru de evidență pentru parametrii motorului

Descrierile oricăror modificări care afectează parametrii de construcție ai motorului, inclusiv reglajele, înlocuirile sau modificările la piese din acesta, vor fi înregistrate în ordine cronologică în Jurnalul de mașini al parametrilor motorului. Aceste descrieri trebuie suplimentate cu orice alte date folosite la evaluarea nivelelor de NO_x ale motorului.

12.7.2.3.4 Lista parametrilor care se pot modifica la bordul navei și care influenfează emanațiile de NO_x

12.7.2.3.4.1 în funcție de construcția specifici a unui anumit motor, sunt posibile și normale diferite modificări și reglaje care influențează NO_x. Acestea includ parametrii motorului astfel:

1. temporizarea injectării,
2. duza de injectare,
3. pompa de injecție,
4. came pentru combustibil,
5. presiunea de injecție
6. camera de ardere,
7. presiunea de compresie,
8. tipul și construcția turbosuflantei,
9. răcitorul de aer supraalimentarea precum și încălzitorul de aer de supraalimentare
10. supapa de temporizare,
11. echipament de reducere a NO_x prin "injectare de apă"
12. echipament de reducere a NO_x prin "emulsionat de combustibil"
13. echipament de reducere a NO_x prin "recircularea gazelor arse de evacuare"
14. echipament de reducere a NO_x prin "reducerea catalizatoare selectivă" sau
15. alți parametri specificați de Administrație.

12.7.2.3.4.2 Actuala Fișă tehnică a unui motor, bazată pe recomandările producătorului de motoare și aprobarea Administrației, poate include mai puțin componente sau parametrii decât cele discutate mai sus funcție de motor și construcția specifică.

12.7.2.3.5 Lista de verificare pentru metoda de verificare a parametrilor motorului

Pentru unii parametrii există diferite posibilități de inspecție. în funcție de aprobarea Administrației și în conformitate cu instrucțiunile producătorului de motoare, armatorul navei poate alege metoda care este aplicabilă. Oricare din metodele enumerate în apendicele 8 din acest Cod este suficientă pentru a demonstra conformitatea.

12.7.2.3.6 Documentația tehnică având modificarea componentelor motorului

Documentația tehnică trebuie să includă detalii asupra modificărilor și influenței emanațiilor de NO_x, și ea trebuie furnizată în momentul în care se efectuează modificările. Se pot accepta datele obținute pe standul de încercare pentru un motor ulterior, dar ele trebuie să se încadreze în domeniul aplicabil al conceptului de grup de motoare.

12.7.2.3.7 Starea inițială a componentelor motorului, caracteristici și parametrii reglabili

Fișa tehnică a unui motor trebuie să conțină toate informațiile aplicabile referitoare la emanațiile de NO_x ale motorului, Ia componentele de construcție ale motorului, caracteristicile și parametrii reglabili în momentul precertificării motorului (Certificatul ELAPP) sau certificării inițiale (Certificatul LAPP), care din acestea este primul.

12.7.3. Metoda de măsurare simplificată

12.7.3.1 Generalități

12.7.3.1.1 Când se cere doar confirmarea efectuării încercărilor și inspecțiilor periodice și intermediare de la bordul navei, și doar pentru acest scop, trebuie aplicată următoarea metodă simplificată de încercare și măsurare specificată în acest paragraf. Fiecare prima încercare a motorului pe un stand de încercare trebuie efectuată în conformitate cu procedeul specificat în capitolul 12.6 cu utilizarea de combustibil diesel marin, grad-DM. Corecțiile privind temperatura și umiditatea mediului înconjurător în conformitate cu 12.6.1.2.3 sunt esențiale deoarece navele navighează în ape reci / tropicale și cu clima uscată / umedă, ceea ce poate determina o diferență în emanațiile de NO_x.

12.7.3.1.2 Pentru a obține rezultate concludente în legătură cu încercările efectuate la bordul navei în vederea confirmării și cu inspecțiile periodice și intermediare de la bordul navei, ca minim absolut, concentrațiile de emanații gazoase de NO_x, împreună cu O_2 ș CO_2 și CO, trebuie ca măsurătorile să fie flcute conform ciclului respectiv de încercare. Factorii de încărcare (W_F) și turația cazuri utilizat la calcule trebuie și fie în conformitate cu 12.4.2.

12.7.3.1.3 Momentul de torsiune al motorului și turația motorului trebuie măsurate dar, pentru a simplifica procedura, abaterile admisibile ale aparaturii la măsurarea parametrilor motorului respectiv în scopul verificării la bordul navei sunt diferite de cele permise care se admit la metoda de încercare pe standul de încercare. Dacă este dificil să se măsoare direct momentul de torsiune, forța de frânare poate fi estimată prin orice alt mijloc recomandat de către producătorul de motoare și aprobat de către Administrație.

12.7.3.1.4 în cazuri practice, deseori este imposibil să se măsoare consumul de combustibil odată ce motorul a fost instalat la bordul navei. Pentru a simplifica procedeul la bord, se pot accepta rezultatele măsurătorii comsumului de combustibil la un motor încercat pe standul de încercare în vederea precertificării. în astfel de cazuri, în special cele care au în vedere funcționarea cu combustibil greu, trebuie făcută o evaluare cu eroarea corespunzătoare de evaluare. întrucât rata debitului de combustibil utilizat în calcul (G_{FUEL}) trebuie să se raporteze la compoziția combustibilului determinată în urma probei de combustibil luată pe timpul încercării, măsurătoarea de G_{FUEL} la încercarea pe standul de încercare trebuie corectată în ceea ce privește orice diferența în cadrul valorilor nete calorice între combustibilul utilizat la standul de încercare și cel experimental. Consecințele unei astfel de erori la emanațiile finale trebuie calculate și raportate cu rezultatele măsurătorii de emanații.

12.7.3.1.5 Dacă nu se specifică altfel, toate rezultatele măsurătorilor, datele de încercare sau motorului conform calculele cerute de acest capitol trebuie înregistrate în raportul de încercare a motorului conform 12.6.10.

12.7.3.2 Parametrii motorului ce urmează a fi măsurați și înregistrați

Tabelul 12.6 enumera parametrii motorului care urmează să fie măsurați și înregistrați pe durata procedurilor de verificare la bord.

12.7.3.3 Puterea de exploatare

12.7.3.1.1 Punctul referitor la posibilitatea obținerii datelor cerute pe timpul încercării NO_x la bordul navei este în mod special relevant pentru puterea de exploatare. Deși cazul de cuplare directă a reductoarelor este menționat în capitolul 12.6, motoarele asa cum se prezintă ele la bord ar putea ca în multe aplicații să fie instalate astfel încât măsurătorile momentului de torsiune (așa cum s-a obținut cu ajutorul unui aparat special instalat) să nu fie posibile din cauza absenței unui arbore liber. Mai importante în acest grup ar fi generatoarele, dar motoarele pot fi și ele cuplate la pompe, instalațiile hidraulice, compresoare etc.

Tabelul 12.6 Parametrii motorului CQ urmează a fi măsurați și înregistrați

Simbol	Parametru	U.M.
$b_{x,i}$	consumul specific de combustibil (dacă este posibil) (în ai "i" - lea caz pe durata ciclului de încercare)	kg/kWh
H_a	umiditatea absolută (masa conținutului în apă a aerului de admisie comparativ cu masa de aer uscat	g/kg
$n_{d,i}$	turația motorului (în al "i" - lea caz pe durata ciclului de încercare)	min^{-1}
$n_{turb,i}$	turația turbosuflantei (dacă este cazul)	min^{-1}
p_B	presiunea totală barometrică (în ISO 3046-1, 1995: p_x = Px = presiunea totală a mediului ambiant)	kPa
$b_{be,i}$	presiunea aerului măsurată după răcitorul de aer de încărcare (în al "i" - lea caz pe durata ciclului de încercare)	kPa
p_i	forța de frânare (în al "i" - lea caz pe durata ciclului de încercare)	kW
s_i	poziția cremalierei pentru combustibil (pentru fiecare cilindru, dacă este cazul) (în ai "i" - lea caz pe durata ciclului)	
T.	temperatura la admisia aerului (la ISO 3046-1. 1995: T_x = Ttx = temperatura termodinamică a aerului în mediul ambiant)	K
$T_{ba,i}$	temperatura aerului la ieșirea din răcitorul de aer de încărcare (dacă este cazul) (în al "i" - lea caz pe durata ciclului de încercare)	K
T_{cl}	temperatura agentului de răcire la intrare	K
T_{clout}	temperatura agentului de răcire la ieșire	K
$T_{Exh,i}$	temperatura gazelor arse de evacuare în punctul de luare a probelor (în al "i" - lea caz pe durata ciclului)	K
T_{Fuel}	temperatura motorinei înaintea intrării ei în motor	K
T_{Sea}	temperatura apei de marc	K
$T_{oil\ out/in}$	temperatura uleiului de ungere, ieșire / intrare	K

12.7.3.3.2 La instalarea la bord, motoarele care acționează astfel de mașini ar trebui ca în stadiul de fabricare sa fie încercate în mod normal cu o frână hidraulică, înaintea cuplării permanence la consumator. Pentru generatoare aceasta nu ridică probleme în ceea ce privește utilizarea măsurătorilor de voltaj și amperaj împreună cu randamentul generatorului declarată de producător. Pentru echipamentul funcționând după curba de elice, o curbă declarată a puterii funcție de turație poate fi aplicată împreună cu posibilitatea asigurată de a măsura turația motorului, fie la capătul liber, fie, de exemplu, prin raportarea la turația arborelui cu came.

12.7.3.4 Combustibil de încercare

12.7.3.4.1 în general, toate măsurătorile de emanații trebuie efectuate cu motorul funcționând cu . combustibil diesel marin conf. ISO 8217, 1996.

12.7.3.4.2 Pentru a evita o împovărare a armatorului, măsurătorile pentru încercările de confirmare sau reinspectare, bazate pe recomandarea producătorului de motoare și aprobarea Administrației, se permit a se efectua cu motorul funcționând cu combustibil greu ISO 8217, 1996, grad - R.M. într-un astfel de caz, azotul conținut de combustibil și calitatea aprinderii combustibilului pot influența emanațiile de NO_x de la motor.

12.7.3.5 Luarea de probe privind emanațiile gazoase

12.7.3.5.1 Cerințele generale menționate la 12.6.9.3 trebuie aplicate de asemenea la măsurătorile efectuate la bord.

12.7.3.5.2 Instalarea la bord a tuturor motoarelor trebuie făcută astfel încât aceste încercări să poată fi efectuate în siguranță fără a influența motorul. La bordul navei vor fi prevăzute dispozitive corespunzătoare pentru extragerea de probe de gaze arse de evacuare și posibilitatea de a obține datele cerute. Tubulaturile de evacuare ale tuturor motoarelor trebuie prevăzute cu un punct standard accesibil de extragere a probelor.

12.7.3.6 Echipament de măsurare și date ce urmează a fi măsurate

Emanația de poluanți gazoși trebuie măsurată prin metodele descrise în capitolul 12.6.

12.7.3.7 Abaterea permisă a aparatelor pentru parametrii respectivi ai motorului și alți parametrii esențiali

Tabelele 12.3. și 12.4 din paragraful 12.2.3.2 din anexa 12.6 al acestui Cod menționează abaterile permise ale aparatelor ce urmează a fi utilizate la măsurarea parametrilor respectivi ai motorului și la alți parametrii esențiali pe timpul procedeelor de verificare la bord.

12.7.3.8 Determinarea componentelor gazoase

Trebuie aplicate echipamentul de măsurare analitică și metodele descrise în capitolul 12,6.

12.7.3.9 Cicluri de incercare

12.7.3.9.1 Ciclurile de încercare utilizate la bord trebuie să corespundă ciclurilor de încercare aplicabile menționate la 12.4.2,

12.7.3.9.2 Funcționarea motorului la bord conform unui ciclu de încercare specificat la 3.2 nu poate fi întotdeauna posibil, dar procedeul de încercare trebuie, în funcție de recomandarea producătorului de motoare și aprobarea Administrației, să fie cât mai apropiată de procedeul descris la 12.4.2. Deci, valorile măsurate în acest caz nu pot fi direct comparate cu rezultatele obținute pe standul de încercări din cauză că valorile măsurate sunt foarte mult dependente de ciclurile de încercare.

12.7.3.9.3 Dacă un număr de puncte de măsurare la bord este diferit de cele de pe standul de încercare, punctele de măsurare și factorii de încărcare vor fi în conformitate cu recomandările producătorului de motoare și aprobate de către Administrație.

12.7.3.10 Calculul emanațiilor gazoase

Procedeul de calculare specificat în capitolul 12.6 trebuie aplicat având în vedere cerințele speciale ale acestui procedeu simplificat de măsurare

12.7.3.11 Toleranțe

12.7.3.11.1 Datorită posibilelor deviații în cadrul aplicării la bordul navei a procedeelor simplificate de măsurare din acest capitol, doar la încercările de confirmare și la inspecțiile periodice și intermediare se poate accepta o toleranță de 10% din valoarea limită aplicabilă.

12.7.3.11.2 Emanația de NO_x la un motor poate varia funcție de calitatea aprinderii combustibilului și azotul latent din combustibil. Dacă nu există suficiente informații disponibile cu privire la influenta calității aprinderii la formarea de NO_x pe durata procesului de ardere și asupra ratei de transformare a azotului în stare latentă din combustibil care, de asemenea, depinde de eficienta motorului, se poate acorda o toleranță de 10% pentru o încercare la bord efectuată cu un combustibil grad - RM (ISO 8217, 1996) cu rezerva că la încercarea de precertificare la bord nu va exista nici o toleranță. Motorina folosită va fi analizată în ceea ce privește compoziția de carbon, hidrogen, azot, sulf și, în volumul menționat în ISO 8217, 1996, de componente suplimentare necesare pentru o specificație clarăacombustibilului.

12.7.3.11.3 în nici un caz toleranța maximă permisa atât pentru simplificarea măsurătorilor la bord cât și pentru utilizarea combustibilului greu conform ISO 8217, 19%, grad - RM, nu trebuie să depășească 15% din valoarea limită aplicabilă.

12.8. Anexe

ANEXA 12.8.1. – Modei de Certificat EIAPP

ANEXA 12.8.2.- Scheme logice privind inspecțiile și certificarea motoarelor diesel navale

ANEXA 12.8.3 - Prescurtări de termeni, indici și simboluri

ANEXA 12.8.4 - Raport de încercare privind luarea de probe

ANEXA 12.8.5 - Specificații pentru analizoarele utilizate la determinarea componentelor din gazele emanate de motoarele diesel navale

ANEXA 12.8.6 - Calibrarea aparatelor analitice

ANEXA 12.8.7 - Calcularea debitului masic al gazelor arse de evacuare (Metoda de compensare cu carbon)

ANEXA 12.8.8 - Lista de verificare pentru metoda de verificare a parametrilor motorului

12.8.1. Supliment la Certificatul Internațional al motorului privind prevenirea poluării aerului (Certificat EIAPP)

Date privind **construcția,** fisa tehnică si mijloacele de **verificare**

Referitor la prevederile Anexei VI din Convenția internațională din 1973 pentru prevenirea poluării de către nave, așa cum a fost modificată prin Protocolul din 1978 referitor la aceasta (denumită în continuare "Convenție") și la cele ale Codului tehnic privind emanațiile de oxizi de azot de la motoarele diesel navale (denumit în continuare Codul tehnic NO_x).

Observații:

1. Această consemnare împreună cu anexele sale va fi permanent atașata Certificatului EIAPP. Certificatul EIAPP va însoți motorul pe durata funcționării la bordul navei și va fi oricând pus la dispoziție la bordul navei.

2. Dacă limba Consemnării originale nu este nici engleza nici franceza, textul va include o traducere în una din aceste limbi.
3. Dacă nu se prevede altfel, regulile menționate în prezentul Cod se referă la regulile din Anexa VI a Convenției și cerințele din Fisa tehnică a motorului și a mijloacelor sale de verificare menționate ca cerințe obligatorii în Codul tehnic NO_x.

12.8.1.1 Caracteristicile motorului

1.1 Denumirea și adresa producătorului..

1.2 Locul de construcție a motorului..

1.3 Data de construcție a motorului..

1.4 Locul efectuării inspecției de precertificare..

1.5 Data efectuării inspecției de precertificare..

1.6 Tipul motorului și numărul modelului..

1.7 Seria de fabricație a motorului..

1.8 Dacă este cazul, motorul este unul original ... sau face parte ... dintr-o familie ... sau grup ... de motoare..

1.9 Ciclul (ciclurile) de încercare (vezi capitolul 3 din Codul tehnic NO_x ....

1.10 Puterea nominală (kW) și turația (RPM)..

1.11 Numărul de aprobare al motorului..

1.12 Specificația privind combustibilul de încercare..

1.13 Numărul de aprobare destinat dispozitivului de reducere a NO_x, (dacă este instalat)..

1.14 Limita emanației de NO_x (g/kWh) (Regula 13 a Anexei VI)....................................

1.15 Valoarea reală a emanației de NO_x a motorului..

12.8.1.2 Caracteristici din Fișa tehnică

2.1 Numărul de identificare/aprobare din Fișa tehnică..

2.2 Data de aprobare a Fișei tehnice..

2.3 Fișa tehnică, așa cum se cere în capitolul 12.3 din Codul tehnic privind emanația de NO_x este o parte esențială din Certificatul EIAPP și trebuie întotdeauna să însoțească un

motor pe perioada funcționării sale la bordul navei și să fie întotdeauna disponibil la bordul navei.

12.8.1.3. **Specificații privind mijloacele de verificare pentru inspecția parametrilor motorului**

3.1 Numărul de identificare/aprobare a mijloacelor de verificare....................................
3.2 Data aprobării mijloacelor de verificare...
3.3 Specificațiile privind mijloacele de verificare, așa cum se cere în capitolul 12.7 din Codul tehnic privind emanația de NO_x este o parte esențială din Certificatul EIAPP și trebuie întotdeauna să însoțească un motor pe perioada funcționării sale la bordul navei și să fie întotdeauna disponibil la bordul navei.

PRIN PREZENTA SE CERTIFICĂ că această consemnare este corectă din toate punctele de vedere.

Eliberat la....................,..

(Locul de eliberare a consemnării)

....

(semnătura reprezentantului legal autorizat cu eliberarea certificatului)

(Sigiliul sau ștampila autorității, după caz)

12.8.2. **Scheme logice privind inspecțiile și certificarea motoarelor diesel navale**

Opțiunile și procesele privind conformitatea inspecției și certificării motoarelor diesel navale, așa cum s-a menționat în capitolul 12.3 din prezentul Cod,

Etapa I- Inspecția de precertificare la întreprinderea producătorului, Fig. 12.3
Etapa II - Inspecția inițială la bordul navei, Fig. 12.4
Etapa III - Inspecția periodică la bordul navei, Fig. 12.5

12.8.3. **Abrevieri, indici și simboluri**

Acest apendice enumera toate abrevierile, indicii, simbolurile și descrierile de termeni și variabile folosiți în cadrul prezentului Cod, astfel:

1. Tabelul 12.7. Simboluri utilizate pentru reprezentarea componentelor chimice din emanațiile de gaze ale motorului diesel care se regăsesc în întreg Codul;
2. Tabelul 12.8. Abrevieri pentru analizoarele folosite la măsurarea emanațiilor de gaze de la motoarele diesel, așa cum se specifică în anexa 12.8.5 din prezentul Cod:
3. Tabelul 12.9. Simboluri și indici de termeni și variabile utilizate în toate formulele de calcul a debitului masic ai gazelor arse de evacuare în cadrul metodelor de măsurare pe standul de încercare, așa cum se specifică în capitolul 12.6 din prezentul Cod:
4. Tabelul 12.10. Indici și descrieri de termeni și variabile utilizate în toate formulele de calcul a debitului gazelor de evacuare din cadrul metodei de compensare cu carbon, așa cura se specifică în anexa 12.8.7 din acest Cod.

Tabelul 12.7. **Simboluri pentru componentele chimice ale emanațiilor motorului diesel naval**

Simbol	Componentă chimică	Simbol	Componentă chimică
C_3H_8	Propan	NO	Oxid nitric
CO	Monoxid de carbon	NO_2	Dioxid de azot
CO_2	Dioxid de carbon	NO_x	Oxizi de azot
HC	Hidrocarburi	O_2	Oxigen
H_2O	Apă		

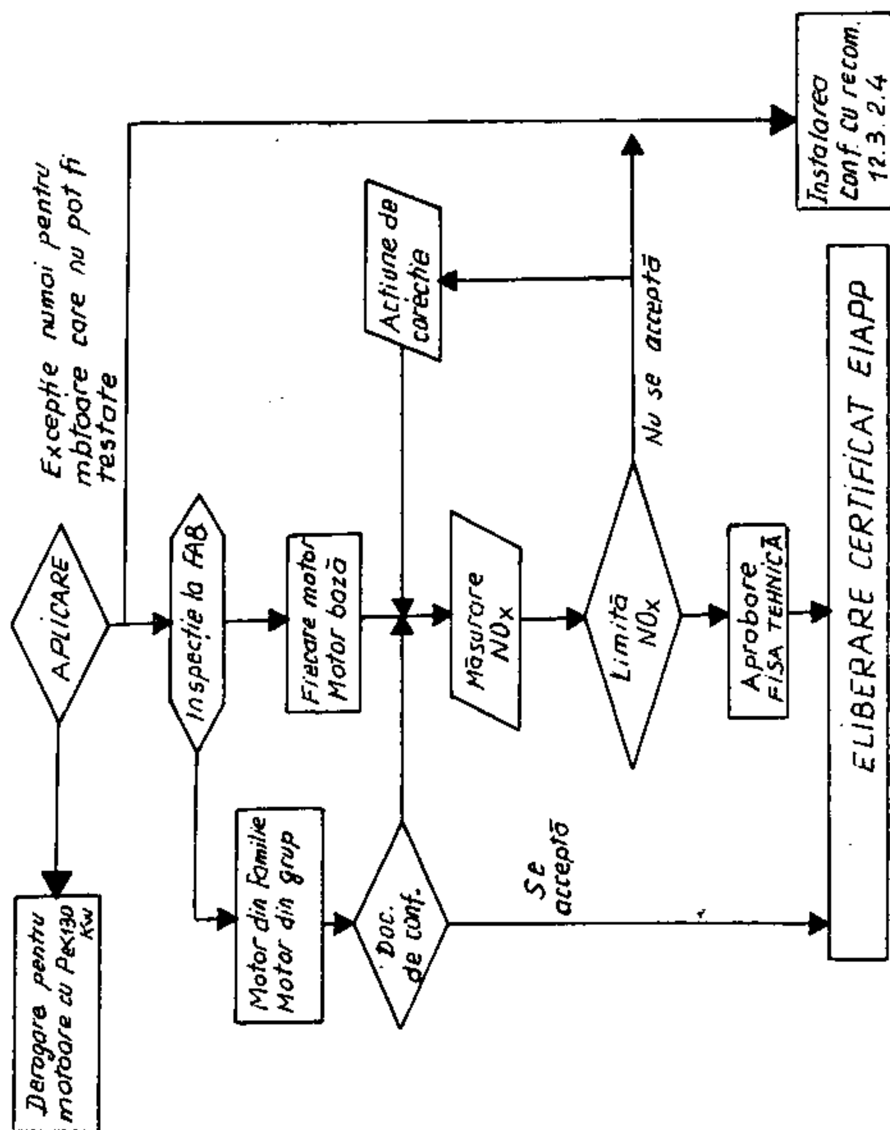


Fig. 12.3. Supravegherea pentru precertificare în uzina constructoare

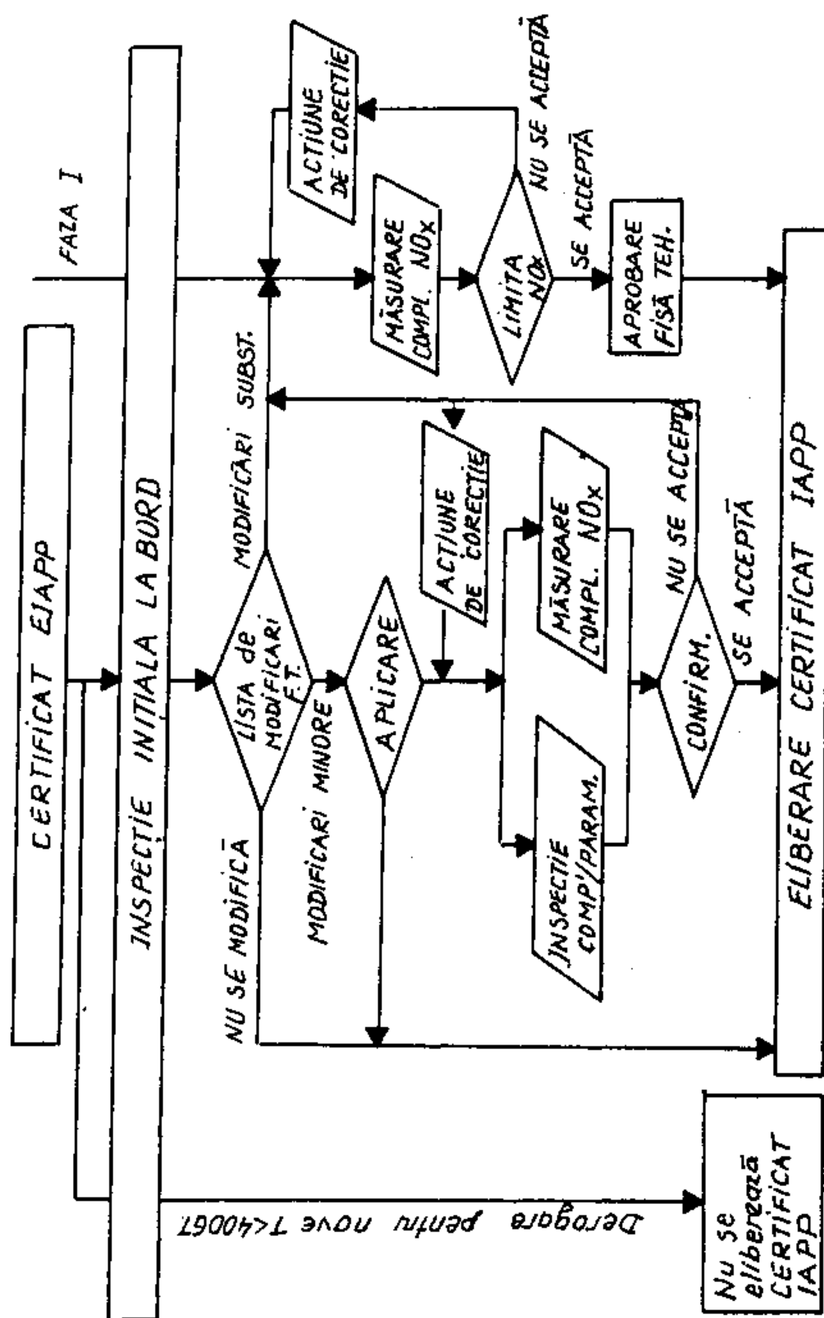


Fig. 12.4. Supravegherea inițială ia bordul navei

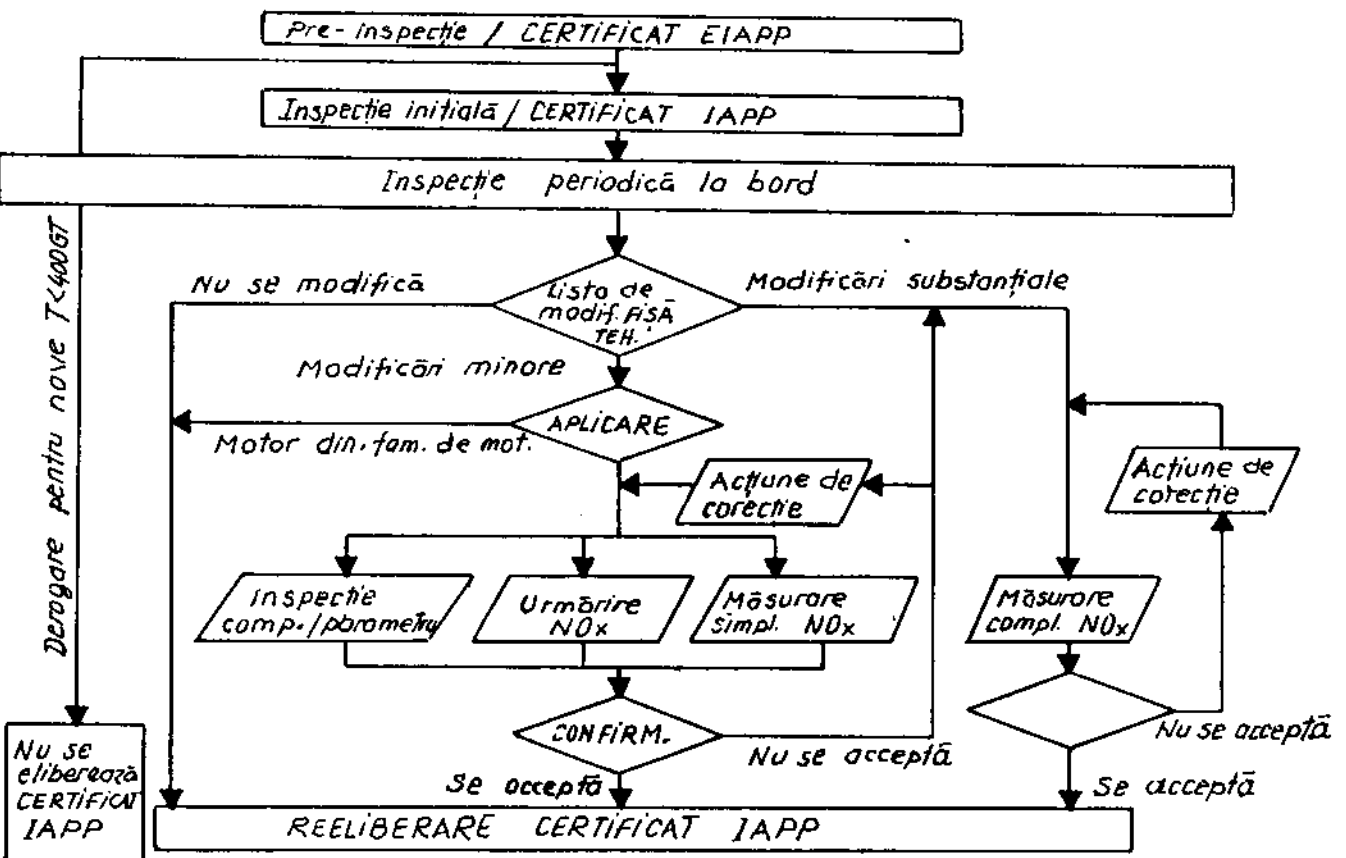


Fig. 12.5. Supravegherea **periodică** la bordul navei

Tabelul 12.8. Abrevieri pentru **analizoarele** folosite la **măsurarea** emanațiilor de gaze de la motoarele **diesel**

Abreviere	Termen	Abreviere	Termen
CFV	Debit **critic Venturi**	**HFID**	Detector de **ionizare** a flăcării la căldură
CLD	Detector **chemiluminiscent**	**NDIR**	Analizor nedisperșiv cu **radiații (infraroșii)**
ECS	Senzor **electrochimic**	PDP	Pompă cu piston plonjor
FID	Detector de **ionizare** flacăra	**PMD**	**Detector** paramagnetic
FTIR	Analizor de transformare Fourier în **infraroșu**	UVD	**Detector** de ultraviolete
HCLD	Detector **chemiluminiscent** de căldură	**ZRDO**	Senzor de **dioxid** de zirconium

Tabelul 12.9. Simboluri și indici pentru **termenii** și variabilele folosite în **formulele** metodelor **de** măsurare pe standul **de** încercare (vezi capitolul 5 din acest Cod)

Simbol	Termen	Dimensiune
A_T	**Suprafața** secțiunii **țevii** de evacuare a gazelor arse	ra
Cl	Hidrocarbură echivalentă de carbon 1	-
conc	**Concentrație**	**ppm** sau **Vol%**
$conc_c$	Concentrație de bază corectată	**ppm** sau **Vol%**
EAF	Factor al **excesului** de aer (**k** aer **uscat/k combustibil)**	**kg/kg**
EAF_{ref}	Factor al excesului de aer (**k** aer **uscat/k** combustibil) condiții de referință	fcs/fcg
I.	Factor atmosferic de laborator (aplicabil numai La familia de **motoare)**	-
F_{FCB}	Factor specific de **combustibil** pentru calcularea **compensării** cu carbon	-
F_{FD}	Factor specific de **combustibil** pentru calcularea debitului gazelor arse de evacuare pe bază uscată	-
F_{FH}	Factor **specific** de **combustibil** utilizat în calculele concentrațiilor **umede** din **concentrațiile** uscate	-
F_{FW}	Factor specific de **combustibil** pentru calcularea debitelui gazelor arse de evacuare pe bază umedă	-
G_{AIRW}	Debitul raasic de aer de **admisie** pe bază **umedă**	**kg/h**
G_{AIRD}	Debitul raasic de aer de admisie pe bază uscată	**kg/h**

Simbol	Termen	Dimensiune
G_{EXHW}	Debitul masic al gazelor arse de evacuare pe bază umedă	kg/h
G_{FUEL}	Debitul masic de combustibil	kg/h
GAS_x	Valoarea medie a emanației specifice de NO_x	g/kWh
H_{REF}	Valoarea de referință a umidității absolute (10,71 g/kg; pentru calcularea de NO_x și a anumitor factori de corecție a umidității)	g/kg
H_a	Umiditatea absolută a aerului de admisie	g/kg
HTCRAT	Raportul Hidrogen-Carbon	mol/mol
i	Indice ce denotă un caz specific	-
KHDIES	Factorul de corecție a umidității pentru NO_x de la motoarele diesel navale	-
$K_{w,a}$	Factor de corecție al raportului uscat-umed pentru aerul de admisie	-
$K_{w,r}$	Factor de corecu'e al raportului uscat-umed pentru gazele arse de evacuare brute (impure)	-
L	Momentul de torsiune în procente față de momentul maxim de torsiune pentru turapa de încercare a motorului	%
mass	Debitul masic al emanațiilor	g/h
Pa	Presiunea de saturație cu vapori a aerului de admisie al motorului (din ISO 3046-1, 1995: p_{sy} = PSY, presiunea totală a mediului înconjurător	kPa
P,	Presiunea barometrică totală (din ISO 3046-1, 1996: p_x = PX. presiunea totală a mediului înconjurător; p_y = PY, presiunea totală de încercare a mediului înconjurător	kPa
p_s	Presiunea atmosferică uscată	kPa
P	Puterea, frână necorectată	kW
P_{AUX}	Puterea totală declarată absorbită de piesele auxiliare montate doar pentru încercare, dar care nu se cer la bordul navei	kW
P»	Puterea maximă declarată sau măsurată la turapa de încercare a motorului conform condițiilor de încercare	kW
r	r Raportul suprafețelor secțiunii din proba isokinetică și conducta de evacuare a gazelor arse	-
R_a	Umiditatea relativă a aerului de admisie	%
R_f	Factorul de răspuns FID	-
R_{fM}	Factorul de răspuns FID pentru metanol	-
S	Instalație dinamometru	kW
T_a	Temperatura absolută a aerului de admisie	K

Simbol	Termen	Dimensiune
T_{Dd}	Temperatura absoluta a punctului de condensare	K
T_{SC}	Temperatura aerului de răcire	K
T_{ref}	Temperatura de referință (aer de ardere: 29S K)	K
T_{SCRef}	Temperatura de referință a aerului de răcire	K
V_{AIRD}	Debitul aerului de admisie pe baza uscată	m^3/h
V_{AIRW}	Debitul aerului de admisie pe bază umedă	ra³/h
V_{EXHD}	Debitul gazelor arse de evacuare pe bază uscata	ra³/h
VW	Debitul gazelor arse de evacuare pe bază umedă	ra³/h
W_F	Factor de încărcare	-
W_{FE}	Factor real de încărcare	-

Tabelul 12.10. **Simboluri și descrieri de termeni și variabile utilizate în formulele pentru metoda de compensare cu carbon.**

Simbol	Descriere	Dimensiune	Observații
ALF	Conținutul de H din combustibil	% m/m	
A WC	Masa atomică a C		
AWH	Masa atomică a H		
A WN	Masa atomică a N		
AWO	Masa atomică a O		
AWS	Masa atomică a S		
BET	Conținutul de C din combustibil	%ra/ra	
C02D	Concentrația de CO_2	% V/V	la evacuare uscată
CO2\V	Concentrația de CO_2	% V/V(umed)	la evacuare umedă
COD	Concentrația de CO	ppm	la evacuare uscată
COW	Concentrația de CO	ppm	b evacuare umeda
CW	Funingine	mg/m^3	b evacuare umedă
DEL	Conținutul de N din combustibil	% m/m	

Simbol	Descriere	Dimensiune	Observații
EAFCO	Factorul de exces de aer bazat pe arderea completă și concentrația de CO_2, l_{xCO2}	kg/kg	
EAFEXH	Factorul de exces de aer bazat pe concentrația de carbon din gazele arse de evacuare conținute de componente l_x	kg/kg	
EPS	Conținutul de O din combustibil	% m/m	
ETA	Conținutul de N din aerul de ardere umed	% m/m	
EXHCPN	Raportul componentelor cu carbon din gazele arse de evacuare. c	V/V	
EXHDENS	Densitatea evacuării umede	kg/m³	
FFCB	Factor specific de combustibil pentru calcularea compensării cu carbon		
FFD	Factor specific de combustibil pentru calcularea debitului gazelor arse de evacuare pe bază uscată		bază uscată
FFH	Factor specific de combustibil utilizat la calcularea concentrației umede din concentrația uscată		
FFW	Factor specific de combustibil pentru calcularea debitului gazelor arse de evacuare pe. bază umedă		bază umedă
GAIRD	Masa de aer de ardere	kg/h	aer de ardere uscat
GAIRW	Masa de aer de ardere	kg/h	aer de ardere umed
CAM	Conținutul de S din combustibil	% m/m	
GCO	Emanație de CO	g/h	
GC02	Emanație de CO_2	g/h	
GEXHD	Debitul masic al oazelor arse de evacuare	kg/h	evacuare uscată
gexhw	Debitul masic al gazelor arse de evacuare calculată prin metoda compensării cu carbon, G_{EXHW}	kg/h	
GEXHW	Debitul masic al oazelor arse de evacuare	kg/h	evacuare umedă
GFUEL	Debitul raasic al combustibilului	kg/h	
GHC	Emanații de HC	g/h	hidrocarburi
GH2O	Emanații de H_2O	g/h	
GN2	Emanații de N_2	g/h	

Simbol	Descriere	Dimensiune	Observații
GNO	Emanații de NO	g/h	
GNO2	Emanații de NO_2	g/h	
GO:	Emanații de O_2	g/h	
GSO2	Emanații de SO_2	g/h	
HCD	Hidrocarburi	ppm Cl	la evacuare uscată
HCW	Hidrocarburi	ppm Cl	la evacuare umedă
HTCRAFT	Media Hidrogen-Carbon din combustibil, a	mol/mol	
MV...	Volum molecular al ...	l/mol	gas individual
MW...	Masa moleculară a ...	g/mol	gas individual
NO2W	Concentrația de NO_2	ppm	la evacuare umedă
NOW	Concentrația de NO	ppm	la evacuare umedă
NUE	Conținutu 1 de apă din aerul de ardere	% m/m	
O2D	Concentrația de O_2	% V/V	la evacuare uscată
O2D	Concentrația de O_2	% V/V (umed)	La evacuare umedă
STOIAR	Solicitare stichiometrică de aer pentru arderea unui litru de combustibil	kg/kg	
TAU	Conținutul de oxigen din aerul de ardere umed	% m/m	aer umed
TAU1	Conținutul de oxigen din aerul de ardere umed care este evacuat	% m/m	aer umed
TAl!2	Conținutul de oxigen din aerul de ardere umed care este ars	% m/m	aer umed
VCO	Debitul de CO	ra^3/h	(conținut de evacuare)
VC02	Debitul de CO_2	ra'/h	(conținut de evacuare)
VH2O	Debilul de H_2O	ra^3/h	(conținut de evacuare)
VHC	Debitul de HC	raVh	(conținut de evacuare)

Simbol	Descriere	Dimensiune	Observaţii
VN2	Debitul de N_2	m^3/h	(conţinut de evacuare)
VNO	Debitul de NO	m^3/h	(conţinut de evacuare)
VNO2	Debitul de NO_2	m^3/h	(conţinut de evacuare)
VO2	Debitul de O_2	m^3/h	(conţinut de evacuare)
VSO2	Debilul de SO_2	m^3/h	(conţinut de evacuare)

Note: - Pentru m^3 STANDARD sau litru STANDARD, sunt utilizate dimensiunile std. m^3 şi 1. m^3 STANDARD ai unui gaz se situează între 273,15 K şi 101,3 kPa.

12.8.4. Raport de încercare privind luarea de probe

Raport de încercare privind emanaţiile Nr. ...... Informaţii asupra motorului

Tabelul 12.11. Date privind încercarea motorului

Motor		
Producător		
Tip motor		
Identificare grup sau familie		
Număr de fabricaţie		
Turaţia nominală	rpm	
Puterea nominali	kW	
Turaţia intermediară	rpm	
Momentul maxim de torsiune la turaţia intermediară	Nm	
Temporizarea injecţiei statice	deg. CABTDC	
Reglarea injecţiei electronice	no:	yes:
Sincronizarea injecţiei variabile	no:	yes:
Geometria variabilă a turbosuflantei	no:	yes:
Diametrul interior al cilindrului	m	
Cursa pistonului	m	

Raportul de compresie nominală	
Presiunea medie reală, la turația nominală	kPa
Presiunea maximă a cilindrilor, la puterea nominală	kPa
Numărul și configurația cilindrilor	Număr: V: Paralel:
Auxiliare	
Condiții specifice ale mediului:	
Temperatura maximă a apei de mare	°C
Temperatura maximă a aerului de alimentare, dacă este cazul	°C
Instalație de răcire cu agent intermediar spec.	
Instalație de răcire cu stadii de alimentare spec. cu aer	
Temperatură scazută/ridicată a punctelor fixate ale instalației de răcire	°C
Scădere maximă a admisiei	kPa
Contrapresiunea maximă a gazelor arse de evacuare	kPa
Specificație combustibil lichid	
Temperatură combustibil lichid	°C
Specificație ulei de ungere	
Aplicare/Destinat pentru:	
Client	
Utilizare/instalare finală, navă	
Utilizare/instalare finală, motor	Principal: Auxiliar:
Rezultatele încercării privind emanațiile:	

Ciclu					
NO_x					g/kWh

Identificare încercare	
Data/ora	
Loc de încercare	
Numărul încercării	
Inspector	
Data și locul raportului	

Semnătura	

Raport de încercare privind emanaţiile Nr. .... Informaţii asupra motorului

Tabelul 12.12. **date** privind familia de motoare

Date privind **familia/grupul** de motoare **(Specificaţii obişnuite)**	
Ciclul de **ardere**	ciclu în *2* timpi/ciclu în 4 timpi
Agent de răcire	aer/apă
Configuraţia cilindrilor	Se cere să fie scris, doar dacă se utilizează dispozitivele de purificare a aerului
Metoda de **aspiraţie**	cu aspiraţie naturală/sub presiune
Tipul de **combustibil** ce **urmează** să **fie utilizat la bord**	Combustibil distilat/ distilat sau greu/mixt
Camera de ardere	Cameră deschisă/cameră compartimentată
Configuraţia canalului de supapă	Peretele chiulasei/cilindrului
Dimensiunea şi **numărul** canalelor de supapă	
Tipul instalaţiei de combustibil	

Tabelul 12.13. Diverse caracteristici

Recircularea gazelor arse de **evacuare**	no/yes
Injecţie de apă/emulsie	no/yes
Injecţie de aer	no/yes
Instalaţie de răcire de alimentare	no/yes
Tratarea gazelor arse după **evacuare**	no/yes
Tipul de tratare a gazelor arse după evacuare	
Combustibil mixt	no/yes

Tabelul 12.14. Date privind familia (grupul)de motoare

Date **privind familia/grupul** de motoare (**Alegerea motorului variantă** de bază pentru **încercarea** pe stand)	
Identificare **familie/grup**	
Metoda alimentării sub presiune	
Instalaţie de răcire de **alimentare** cu **aer**	

Criteriul de alegere (se specifică)	Viteza maximă de alimentare cu combustibil / altă metodă (se specifică)				
Numărul de cilindrii					
Puterea max. nominală pe cilindru					
Turația nominală					
Sincronizarea (domeniul) injecției					
Motor-variantă de bază cu max. combustibil					
Motor - variantă de bază ales					Variantă de bază
Utilizare					

Raport de încercare privind emanațiile Nr.......Dale tabelare privind încercarea

Tabelul 12.15. Date privind emanația de gaze

Țevi de evacuare a gazelor arse	
Diametrul	mm
Lungimea	m
Izolația	no: yes:
Localizarea eșantionului	
Observații	

Tabelul 12. 16. Dale privind echipamentul de măsurare

Echipament de măsurare					
	Producător	Model	Domenii de măsurare	Calibrare	
				Conc. interval gaze	Abatere
Analizor					
Analizor de NO_x			ppm		%
Analizor de CO			ppm		%
Analizor de CO_2			%		%
Analizor de O_2			%		%
Analizor HC			ppm		%
Turație			rpm		%
Moment de torsiune			Nm		%

Puterea, dacă este cazul			kW		%
Debitul combustibilului					%
Debitul aerului					%
Debitul gazelor arse de evacuare					%
Temperaturi					
Agent de răcire			°C		°C
Lubrifiant			°C		°C
Gaze arse de evacuare			°C		°C
Aer de admisie			°C		°C
Aer intermediar de răcire			°C		°C
Combustibil			°C		°C
Presiuni					
Gaze arse de evacuare			kPa		%
Colector de admisie			kPa		%
Atmosferică			kPa		%
Presiunea vaporilor					
Aer de admisie			kPa		%
Umiditatea					
Aer de admisie			kPa		%

Tabelul 12.17. Caracteristici ale combustibilului

Tipul combustibilului				
Proprietăţi combustibil:			Analiza elementelor componente ale combustibilului	
Densitate	ISO 3675	kg/l	Carbon	% masă
Vâscozitate	ISO 3104	mm^2/s	Hidrogen	% masă
			Azot	% masă
			Oxigen	% masă
			Sulf	% masă
			LHV/Hu	% masă

Tabelul 12.8. Datele din raportul de încercare privind emanațiile de gaze

Modul		1	2	3
Puterea/Momentul de torsiune	%			
Turația	%			
Ora la începerea modului				
Date asupra mediului				
Presiunea atmosferică	kPa			
Temperatura aerului de admisie	°C			
Umiditatea aerului de admisie	g/kg			
Factor atmosferic (fa)				
Date privind emanațiile gazoase				
Concentrație de NO_x uscat/umed	ppm			
Concentrație de CO uscat/umed	ppm			
Concentrație de CO_2 uscat/umed	%			
Concentrație de O_2 uscat/umed	%			
Concentrație de HC uscat/umed	ppm			
Factor de corecție a umidității NO_x				
Factor de specificație de combustibil (FFH)				
Factor de corecție uscat/umed				
Debit NO_x	kg/h			
Debit CO	kg/h			
Debit CO_2	kg/h			
Debit O_2	kg/h			
Debit HC	kg/h			
Debit SO_2	kg/h			
NO_x specific	g/kWh			

Modul		1	2	3
Puterea/Momentul de torsiune	%			
Turația	%			
Ora la începerea modului				
Date asupra motorului				
Turația	rpm			
Puterea auxiliari	kW			
Reglarea dinamometrică	kW			
Puterea	kW			
Presiunea medie reala	bar			
Poziție cremalieră	mm			
Consum spec. necorectat de comb.	g/kWh			
Debil combustibil	kg/h			
Debit aer	kg/h			
Debit gaze arse de evacuare	kg/h			

Temperatura gazelor arse de evacuare °C			
Contrapresiune gaze arse de evac. mbar			
Temperatura agentului de răcire la ieșirea din cilindru °C	-		
Temperatura agentului de răcire la intrarea in cilindru °C			
Presiunea agentului de răcire în cilindru bar			
Temperatura aerului de răcire intermediar °C			
Temperatura lubrifiantului °C			
Presiunea lubrifiantului bar			
Decomprimare la intrare rabar			

12.8.5. Specificații pentru analizoarele ce urmează a fi utilizate la determinarea componentelor gazoase din emanațiile de la motoarele diesel

12.8.5.1.Generalități

1. Analizoarele vor avea un domeniu de măsurare corespunzător pentru precizia cerută la măsurarea concentrațiilor componentelor din gazele arse de evacuare. Toate analizoarele trebuie sa poată face măsurători continue ale fluxului de gaze și să dea o indicație continuă de ieșire care să poată fi înregistrată. Se recomanda ca analizoarele să funcționeze astfel încât concentrația măsurată să se situeze între 15% și 100% din valoarea întregii scale a aparatului.

2. Daca se utilizează dispozitive de citire (computere, înregistratoare automate de date etc.) care au suficientă precizie și o rezoluție sub 15% la scara maximă, se pot accepta concentrații sub 15% din scala maximă. în acest caz, trebuie efectuate calibrări suplimentare pentru a asigura precizia curbelor de etalonare .

3. Compatibilitatea electromagnetică (EMC) a echipamentului trebuie să fie astfel încât să reducă la minim erorile suplimentare.

4. Definiții

4.1. *Repetabilitatea* unui analizor este definita ca fiind de 2,5 ori abaterea standard a 10 indicații repetate la un gaz de calibrare dat.

4.2. Indicația *de referință* a unui analizor este definită ca fiind indicația medie, inclusiv paraziții, la un gaz de referință într-un interval de timp de 30 secunde.

4.3. *Intervalul de măsurare* este definit ca fiind diferența dintre indicația de calibrare și cea de zero.

4.4. *Indicația de calibrare* este definită ca fiind o indicație medie, inclusiv paraziții, a unui gaz de calibrare într-un interval de timp de 30 secunde.

5. Eroarea de măsurare

Eroarea totală de măsurare a unui analizor, inclusiv sensibilitatea la alte gaze (vezi secțiunea 12.8.6.8 din anexa 12.8.6 al acestui Cod), nu trebuie să fie mai mare de ±5% din citire sau ±3,5% din întreaga scală, care dintre acestea este mai mică. Pentru concentrațiile sub 100 ppm. eroarea de măsurare nu trebuie sa depășească ±4 ppm.

6. Repetabilitatea

Repetabilitatea unui analizor nu trebuie să fie mai mare de ±1% din concentrația întregii scale pentru fiecare domeniu utilizat peste 155 ppm (sau ppm C) sau ±2% din fiecare domeniu utilizat sub 155 ppm (sau ppm C).

7. Paraziți

Indicația maximă a analizorului la un gaz. zero sau un gaz de calibrare pe orice perioada de 10 secunde nu trebuie să depășească *2%* din întreaga scală în toate domeniile utilizate.

S. Deplasarea punctului zero

Deplasarea punctului zero într-o perioadă de o oră trebuie să fie mai mică de 2% din întreaga scală în domeniul cel mai mic utilizat.

9. Deplasarea calibrarii

Deplasarea calibrarii în decurs de o oră trebuie să fie mai mică cu 2% din întreaga scală în domeniul cel mai mic utilizat.

12.8.5.2. Uscarea gazelor

Uscătorul opțional de gaze trebuie să aibă un efect minim asupra concentrației din gazele măsurate. Uscătorii chimici nu sunt o metodă acceptată de scoatere a apei din probă.

12.8.5.3. Analizoare

Gazele ce urmează a fi măsurate trebuie analizate cu următoarele aparate. Pentru analizoarele neliniare se permite utilizarea circuitelor liniare.

1. Analiza monoxidului de carbon (CO)

Analizorul monoxidului de carbon trebuie de tip absorbție nedispersiva în infraroșu (NDIR).

2. Analiza dioxidului de carbon (CO_2)

Analizorul dioxidului de carbon trebuie să fie de tip cu absorbție nedispersiva în infraroșu (NDIR).

3. Analiza oxigenului (O_2)

Analizoarele de oxigen trebuie să fie de tip cu senzor detector paramagnetic (PMD), DiOxid de ZiRconiu (ZRDO) sau electrochimie.

Notă: Senzorii electrochimici trebuie compensați la perturbarea cu CO_2 și NO_x .

4. Analiza oxizilor de azot (NO_2)

Analizorul oxizilor de azot trebuie de tip cu detector chimiluminiscent (CLD) sau detector chimiluminiscent încălzit (HCLD) cu un convertizor NO_2, și NO_x, dacă se măsoară pe o bază uscată. Dacă se măsoară pe o bază umedă, trebuie utilizat un HCLD cu convertizor menținut la peste 333 K (60 °C) cu condiția ca verificarea efectului de atenuare al apei sa fie îndeplinită (vezi 12.8.6.8.2.2 din anexa 12.8.6 al acestui Cod).

12.8.6. Calibrarea aparatelor de măsurare analitica

12.8.6. 1 Introducere

12.8.6. 1.1 Fiecare analizor utilizat la măsurarea parametrilor unui motor trebuie calibrat oricât de des este necesar în conformitate cu cerințele acestui apendice.

12.8.6. 1.2 Dacă nu se specifică altfel, toate rezultatele măsurătorii, datele încercării sau calculele cerute de acest apendice trebuie înregistrate în raportul de încercare a motorului în conformitate cu secțiunea 12.8.5.10 din acest Cod.

12.8.6. 1.3 Precizia aparatelor de măsurare analitică

12.8.6. 1.3.1 Abaterea permisă a aparatelor la măsurătorile efectuate pe standul de încercare

Calibrarea tuturor aparatelor de măsură trebuie alese pe baza standardelor naționale (internaționale) și trebuie să corespundă cerințelor menționate în tabelele 12.19 și 12.20.

Tabelul 12.19. **Abateri permise în legătură cu motorul la măsurătorile efectuate pe standul de încercare**

Nr.	Caracteristică	Abatere permisă (valori ± % bazate pe valorile maxime ale motorului)	Intervale de calibrare
1	Turația motorului	2%	3
2	Momentul de torsiune	2%	3
3	Puterea	2%	
4	Consumul de combustibil	1%	6
5	Consumul de aer	2%	6
6	Debitul gazelor arse de evacuare	4%	5

Tabelul 12.20 **Abateri permise ale parametrilor esențiali măsurați în cadrul măsurătorilor pe standul de încercare**

Nr.	Caracteristică	Abatere permisă (valori absolute±)	Intervale de calibrare
1	Temperatura de răcire	2 K	3
2	Temperatura de ungere	2 K	3
3	Presiunea gazelor arse de evacuare	5% din maxim	3
4	Decompresiuni colector de admisie	5% din maxim	3
5	Temperatura gazelor arse de evacuare	15 K	3
6	Temperatura aerului de admisie (aer pentru ardere)	2 K	3
7	Presiunea atmosferici	5 % din citire	.3
S	Umiditatea rchuvă a aerului	3%	1
9	temperatura combustibilului	2 K	3

12.8.6. 1.3.2 Abateri permise ale aparatelor destinate măsurării efectuate la bordul navei în scopul verificării

Calibrarea tuturor aparatelor de măsură trebuie aleasă din standardele naționale (internaționale) și trebuie să corespundă cu cerințele menționate în tabelele 12.21 și 12.22.

Tabelul 12.21. **Abateri permise ale aparatelor destinate măsurării parametrilor motorului la bordul navei**

Nr.	Caracteristică	Abatere permisă (± % bazat pe valorile maxime ale motorului)	Intervale de calibrare (lună)
1	Turația motorului	2%	3

Nr.	Caracteristica	Abatere permisă (± % bazat pe valorile maxime ale motorului))	Intervale de calibrare (lună)
2	Momentul de torsiune		3
3	Puterea		nu se aplică
4	Consum de combustibil	4%/6%diesel / rezidual K	6
5	Consum specific de combustibil	nu se aplică	nu se aplică
6	Consum de aer	5%	6
7	Debit gaze arse de evacuare	5% calculat	6

Tabelul 12.22. Abateri permise ale aparatelor destinate măsurării altor parametrii ai motorului la bordul navei

Nr.	Caracteristica	Abatere permisă (± % valori absolute sau "din citire")	Intervale de calibrare (luni)
1	Temperatura de răcire	2K	3
2	Temperatura uleiului de ungere	5K	3
3	Presiunea gazelor arse de evacuare	5% din maximum	3
4	Decompresiuni ale colectorului de admisie	5% din maximum	3
5	Temperatura gazelor ane de evacuare	15K	3
6	Temperatura aerului de admisie	2K	3
7	Presiunea atmosferici	*0.5 %* din citire	3
3	Umiditatea (relativi) a aerului de admisie	3%	1
9	Temperatura combustibilului	2K	3

12. 8.6.2. Gaze de etalonare

Stabilitatea tuturor gazelor de etalonare. așa cum se recomandă de către producător, nu trebuie depășită. Expirarea datei gazelor de etalonare menționată de către producător trebuie să fie înregistrată.

12.8.6.2.1 Gaze pure

12.8.6.2.1.1 Puritatea cerută a gazelor este definită de limitele de contaminare date în continuare. Următoarele gaze sunt disponibile pentru funcționarea procedeelor de măsurare pe standul de încercare:

1. azot purificat (contaminare < 1 ppm C, < 1 ppm CO, < 400 ppm CO_2, ≤ 0,1 ppm NO):
2. oxigen purificat (puritate < 99,5 % volum O_2);
3. mixtură de hidrogen-heliu (40 ± *2%* hidrogen, heliu de compensare), (contaminare ≤ i ppm C, ≤ 400 ppm CO);

4. **aer sintetic purificat (contaminare ≤ 1 ppm C, ≤ 1 ppm CO, < 400 ppm CO_2, ≤ 0,1 ppra NO_x), (conţinut de oxigen între 18-21% volum).**

12.8.6.2.2 Gaze de calibrare

12.8.6.2.2.1 Amestecurile de gaze care au următoarele compoziţii chimice trebuie să fie disponibile:

1. CO şi azot purificat;
2. NO_x şi azot purificat (cantitatea de NO_2, conţinută în acest gaz de calibrare nu trebuie să depăşească 5% din conţinutul de NO);
3. O_2 şi azot purificat; şi
4. CO_2 şi azot purificat.

Notă: Alte combinaţii de gaze sunt permise cu condiţia ca gazele să nu reacţioneze unele cu altele.

12.8.6.2.2.2 Concentraţia reală a unui gaz de etalonare trebuie să fie între ±2% din valoarea nominală. Toate concentraţiile gazului de etalonare trebuie date pe bază de volum (procent din volum sau ppm din volum).

112.8.6.2.2.3 Gazele utilizate la etalonare se pot obţine cu ajutorul unui separator de gaze diluat cu N_2 purificat sau aer sintetic purificat. Precizia dispozitivului de amestec trebuie să fie astfel încât concentraţia gazelor diluate de etalonare să poată fi determinată cu o precizie de ± *2%.*

12.8.6.3 Procedeul de funcţionare la analizoare sau instalaţia de extragere de probe

Procedeul de funcţionare la analizoare trebuie să respecte instrucţiunile de pornire şi funcţionare specificate de către producătorul aparatului.

12.8.6.4 încercarea de detectare a scurgerilor

12.8.6.4.1 Trebuie efectuată o încercare a instalaţiei pentru detectarea scurgerilor. Sonda va fi deconectată de la instalaţia de evacuare a gazelor arse şi capătul ei astupat. Pompa analizorului va fi conectată. După o perioadă de stabilizare iniţială toate debitmetrele vor indica zero; în caz contrar, circuitele de extragere a probelor vor fi verificate şi eroarea corectată.

12.8.6.4.2 Media maximă a scurgerilor permise la partea de admisie trebuie să fie egală cu 0,5 % din debitul utilizat pentru partea din instalaţie care s-a verificat. Debitele analizorului şi bypass - ului se pot folosi pentru a estima debitul ce se utilizează.

12.8.6.4.3 Altă metoda care se poate utiliza este introducerea unei noi concentraţii la începutul circuitului de extragere a probelor înlocuind gazul zero cu un gaz de etalonare. După o perioadă corespunzătoare de timp, dacă citirea arată o concentraţie scăzută comparativ cu concentraţia introdusă; această indică probleme de etalonare sau de scurgere.

12.8.6.5 Procedeul de etalonare

12.8.6.5.1 Aparatură

Aparatura trebuie calibrată şi curbele de etalonare verificate în raport cu gazul standard. Aceleaşi debite ale gazului trebuie utilizate ca şi la extragerea probelor din gazele arse de evacuare.

12.8.6.5.2 Timpul de încălzire

Timpul de încălzire trebuie să fie conform recomandărilor producătorului analizorului. Dacă nu se specifică, se recomandă o perioada de minim 2 ore pentru încălzirea analizoarelor.

12.8.6.5.3 Analizor NDIR şi HFID

Analizorul NDIR trebuie reglat dacă este necesar.

12.8.6.5.4 Etalonarea

12.8.6.5.4.1 Trebuie calibrată fiecare domeniu utilizat în mod normal.

12.8.6.5.4.2 Analizoarele de CO, CO_2 NO_2 şi O_2 trebuie fixate pe zero în cazul folosirii aerului sintetic (sau azotului).

12.8.6.5..4.3 Gazele respective de etaJonare trebuie introduse în analizoare, valoarea înregistrată și curba de etalonare stabilită conform 12.8.6.5.5 de mai jos.

12.S.6.5.4.4 Punerea la zero va fi reverificată și procedura de etalonare repetată dacă este necesar.

12.8.6.5.5 Stabilirea curbei de etaloπare

12.8.6.5.5.1 Directive generale

12.8.6.5.5.1.1 Curba de etalonare a analizorului trebuie stabilită în cel puțin cinci puncte de etalonare (exclusiv zero) distanțate pe cât posibil uniform unul față de celălalt.

12.8.6.5.5.1.2 Curba de etalonare este calculată prin metoda celor mai mici pătrate. Dacă. gradul polinomului rezultat este mai mare de 3, numărul punctelor de etalonare (inclusiv zero) va fi cel puțin egal cu acest grad de polinom plus *2.*

12.8.6.5.5.1.3 Curba de etalonare nu va diferi cu mai mult de ± *2%* din valoarea nominală a fiecărui punct de etaloπare și cu mai mult de ± 1 din întreaga scală la punctul 0.

12.8.6.5.5.1.4 De la curba de etalonare și punctele de etalonare este posibil de verificat dacă această etalonare s-a efectuat corect. Diferiții parametrii caracteristici ai analizorului trebuie indicați, în special:

1. domeniul de măsurare,
2. sensibilitatea, și
3. data efectuării etalonării.

12.8.6.5.5.2 Etalonarea sub 15% din întreaga scală

12.8.6.5.5.2.1 Curba de etalonare a analizorului trebuie stabilită prin cel puțin 10 puncte de etaJonare (exclusiv zero) distanțate astfel încât 50% din punctele de etalonare să fie sub 10% din întreaga scală.

12.8.6.5.5.2.2 Curba de etalonare trebuie calculată prin metoda celor mai mici pătrate.

12.8.6.5.5.2.3 Curba de etaJonare nu trebuie să difere cu mai mult de ± 4% din valoarea nominală a fiecărui punct de etaJonare si cu mai mult de±1% din întreaga scală din punctul 0.

12.8.6.5.5.3 Metode alternative

Dacă se poate demonstra că alte tehnologii (de ex. computer, comutator electronic de domeniu etc.) permit obținerea unei precizii echivalente, atunci aceste tehnologii pot fi utilizate.

12.8.6.6 Verificarea calibrării

Fiecare domeniu de funcționare utilizat în mod normal trebuie să fie verificat înaintea fiecărei analize în conformitate cu următoarea procedură:

1. etalonarea trebuie verificată prin utilizarea unui gaz zero și a unui gaz de etalonare a cărui valoare nominală trebuie să fie de peste 80% din întreaga scală a domeniului de măsurare:
2. daci pentru doua puncte considerate, valoarea găsită nu diferă cu mai mult de ± 4% din întreaga scală de la valoarea de referință declarată, parametrii de reglare pot fi modificați. Dacă nu, trebuie stabilită o nouă etalonare în conformitate cu 12.8.5.5 de mai sus.

12.8.6.7 încercarea privind eficiența convertizorului de NO_x

Eficiența convertizorului utilizat la conversia de NO_2, în NO trebuie încercată așa cum se prevede în prezentul Cod.

12.8.6.7.1 Montajul pentru încercare

Utilizarea montajului de încercare așa cum se arată în fig. 12.6 de mai și procedeul de mai jos, eficiența convertizoarelor trebuie încercată cu ajutorul unui ozonizor.

12.8.6.7.2 Etalonarea CLD și HCLD trebuie calibrate în domeniul de funcționare cei mai comun urmând specificațiile producătorului de utilizare a gazului zero și gazului de etalonare (conținutul de NO care se poate stabili la 80% din domeniul de funcționare și concentrația de NO_2, a amestecului de gaz la 5% din concentrația de NO . Analizorul NO_x

trebuie să fie în modul NO astfel încât gazul de etalonare să nu poată trece prin convertizor. Concentrația indicată va fi înregistrată.

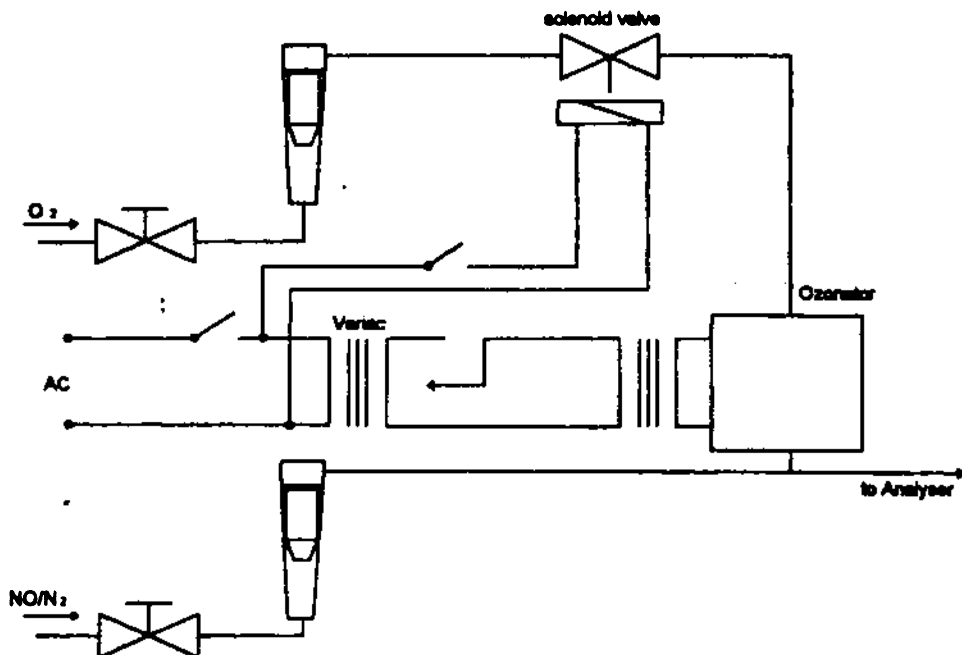


Fig. 12.6. Schema dispozitivului pentru verificarea eficientei convertorului NO_2

12.8.6.7.3 Calcularea

Eficiența convertizorului de NO_x trebuie calculată după cum urmează:

$$Eficienta(\%) = \left(1 + \frac{a-b}{c-d}\right) \cdot 100 \qquad (12.20)$$

unde:

a = concentrație de NO_x

b = concentrație de NO_x

c = concentrație de NO

d = concentrație de NO

12.8.6.7.4 Adăugarea de oxigen

12.8.6.7.4.1 Printr-un racord în T, oxigenul sau aerul zero trebuie introduse continuu în debitul de gaz până când concentrația indicată este de aprox. 20% mai mică decât concentrația de etalonare indicată prevăzută la 7.2 de mai sus (analizorul trebuie să fie în modul NO_x).

12.8.6.7.4.2 Concentrația "c" indicată trebuie înregistrată. Ozonizorul trebuie ținut deconectat pe toată perioada procesului.

12.8.6.7.5 Punerea în funcțiune a ozonizorului

Ozonizorul va fi acum conectat pentru a genera suficient ozon în vederea reducerii concentrației de NO la aprox. 20% (minim 10%) din concentrația de etalonare dată la 12.8.7.2 de mai sus. Concentrația (d) indicata trebuie înregistrată (analizorul trebuie să fie în modul NO).

12.8.6.7.6 Modul NO_x

Analizorul NO trebuie apoi comutat pe modul NO_x astfel încât amestecul de gaze (format din NO, NO_2, O_2 și N_2) să treacă acum prin convertizor. Concentrația "a" indicată trebuie înregistrată (analizorul trebuie să fie în modul NO_x).

12.8.6.7.7 Oprirea ozonizorului

Ozonizorul trebuie acum deconectat. Amestecul de gaze descris la 12.8.7.6 de mai jos trece printr-un convertizor într-un detector. Concentrația "b" indicată trebuie înregistrată (analizorul trebuie să fie în modul NO_x).

12.8.6.7.8 Modul NO

S-a comutat în modul NO cu ozonizorul deconectat, debitul de oxigen sau aer sintetic trebuie să fie de asemenea închise. Citirea a NO_x analizorului nu trebuie să devieze cu mai mult de ± 5% din valoarea măsurată conform 12.8.7.2 de mai sus (analizorul trebuie să fie în modul NO_x).

12.8.6.7.9 Intervalul de încercare

Eficiența convertizorului trebuie încercată înaintea fiecărei etalonări a analizorului NO_x.

12.8.6.7.10 Randamentul cerut

Randamentul convertizorului nu va fi mai mic de 90%, dar se recomandă un randament de peste 95%

Notă Dacă, cu analizorul în cel mai comun domeniu, convertizorul nu poate da o reducere de la 80% la 29% .

12.8.6.8 Efectele perturbării la analizoarele de CO, CO_2, NO_x și O_2

Gazele prezente în evacuare, altele decât cele care au fost analizate, pot perturba citirea în câteva moduri. Perturbarea pozitivă se poate produce la aparatele NDIR și PMD unde gazul perturbator are același efect ca gazul care a fost măsurat, dar într-un grad mai mic. Perturbarea negativă se poate produce la aparate NDIR, prin gazul perturbator care lărgește banda de absorbție a gazului măsurat, și la aparatele CLD, prin gazul perturbator care atenuează radiația. Verificările conform 12.8..1 și 12.8..2 în legatură cu trebuie efectuate înaintea utilizării inițiale a analizorului și după intervale majore de funcționare.

12.8.6.8.1 Verificarea perturbării analizorului de CO

Apa și CO_2 pot perturba funcționarea analizorului de CO. Deci, un gaz de CO, de etalonare care are o concentrație de 80 până la 100% din întreaga scală a domeniului maxim de funcționare utilizat la încercare trebuie sa barboteze prin apă la temperatura camerei și indicația analizorului înregistrată. Indicația analizorului nu va fi mai mare de 1% din întreaga scală a domeniilor egale sau mai mari de 300 ppm sau mai mare de 3 ppm pentru domeniile sub 300 ppm.

12.8.6.8.2 Verificarea atenuării la analizorul de NO_x,

Cele două gaze care au un efect perturbator asupra aparatelor CLD (și HCLD) sunt CO_2 și vaporii de apa. Indicațiile de atenuare a acestor gaze sunt proporționale cu concentrațiile lor, și deci necesită tehnici de încercare pentru determinarea atenuării în cele mai mari concentrații așteptate care au fost experimentate în timpul încercării.

12.8.6.8.2.1 Verificarea atenuării de CO_2

12.8.6.8.2.1.1 Un gaz de CO_2 cu o concentrație de 80% pana la 100% din întreaga scală a domeniului maxim de funcționare se trece prin analizorul NDIR iar valoarea CO_2 se înregistrează sub forma *A*. Apoi CO_2 va fi diluat aprox. 50% cu gaz de etalonare de NO și trecut prin NDIR și (H)CLD, cu valori de CO_2 și NO înregistrate sub forma *B* și respectiv C.

Apoi CO_2 va fi închis și doar gazul de etalonare NO va fi trecut prin (H)CLD și valoarea NO înregistrată sub forma *D*.

12.8.6.8.2.1.2 Atenuarea trebuie calculată după cum urmează:

$$\%Atenuare = \left[1 - \left(\frac{(C \cdot A)}{((D \cdot A) - (D \cdot B))}\right)\right] \cdot 100 \qquad (12.21)$$

și nu va fi mai mare de 3% din întreaga scală.

unde:

A = Concentrație de CO_2 nediluată măsurată cu NDIR %

B = Concentrație de CO_2 diluată măsurată cu NDIR %

C = Concentrație de NO diluată măsurată cu (H)CLD ppm

D = Concentrație de NO nediluată măsurată cu (H)CLD ppm

12.8.6.8.2.1.3 Se pot utiliza și alte metode de diluare și de măsurare a valorilor gazelor de CO_2 și NO de etalonare, cura ar fi de exemplu amestecul dinamic.

12.8.6.8.2.2 Verificarea atenuării de apă

12.8.6.8.2.2.1 Această verificare se aplică la măsurătorile concentrației de gaze umede. Calculul atenuării de apă trebuie să ia în considerare diluarea gazului de etalonare NO cu vapori de apă și determinarea pe scală a concentrației de vapori de apă din amestec față de cea așteptată pe timpul încercării.

12.8.6.8.2.2.2 Un gaz de etalonare cu o concentrație de 80% până la 100% din întreaga scală a domeniului normal de funcționare trebuie trecut prin (H)CLD și valoarea NC înregistrată sub forma *D*. Gazul de etalonare NO trebuie apoi barbotat prin apă la temperatura camerei și trecut prin (H)CLD și valoarea NO_x înregistrată sub forma C. Presiunea absolută de funcționare a analizorului și temperatura apei trebuie determinate și înregistrate sub forma *E* și respectiv *F*. Presiunea vaporilor de saturație din amestec care corespunde temperaturii de barbotare a apei (*F*) trebuie determinată și înregistrată sub forma *G*. Concentrația de vapori de apă (în %) din amestec trebuie calculată astfel:

$$H = 100 \cdot \left(\frac{C}{\;}\right) \qquad (12.22)$$

și înregistrată sub forma //. Concentrația așteptată α gazului NO de etalonare diluat trebuie calculat astfel:

$$De = D \cdot \left(\frac{H}{100}\right) \qquad (12.23)$$

și înregistrată sub forma *De*. Pentru gazele arse de evacuare de la motoarele diesel, concentrația maximă a vaporilor de apă din gazele arse de evacuare (în %) așteptată pe timpul încercării trebuie estimată, conform ipotezei unui raport de 1,8/1 a atomilor de hidrogen/carbon (H/C) din combustibil, din concentrația gazului de etalonare nediluat de CO_2 (*A*, așa cum s-a măsurat la 12.8.6.8.2.1) astfel:

$$Hm = 0{,}9 \cdot A \qquad (12.24)$$

și înregistrată sub forma *Hm*.

12.8.6.8.2.2.3 Atenuarea apei trebuie calculată astfel:

$$\%Atenuare = 100 \cdot \left(\frac{e -}{De}\right) \cdot \frac{}{H} \qquad (12.25)$$

și nu va fi mai mare de 3%.

unde:

De	= Concentrația diluată de NO care se așteaptă	ppm
C	= Concentrația diluată de NO	ppm
Hm	= Concentrația maximă de vapori de apă	%
H	= Concentrația reală a vaporilor de apă	%

Notă: Este important ca gazul de etalonare de NO să conțină o concentrație minimă de NO_2, pentru efectuarea acestei verificări, deoarece absorbția de NO_2, din apă nu a fost luată în calculele atenuării.

12.8.6.8.3 Perturbarea analizorului de O_2

12.8.6.8.3.1 Indicația aparatului unui analizor PMD determinată de gaze, altele decât oxigenul, este comparativ ușoară. Echivalenții oxigenului din componentele comune ale gazelor arse de evacuare sunt date în tabelul 12.23.

Tabelul 12.23. Echivalenți de oxigen

100% concentrație de gaz	Procentaj echivalent de O_2
Dioxid de carbon, CO_2	- 0,623
Monoxid de carbon, CO	- 0,354
Oxizi de azot, NO	+ 44,4
Dioxid de azot, NO_2	+ 28,7
Apă H_2O	- 0,381

12.8.6.8.3.2 Concentrația de oxigen măsurată trebuie corectată prin următoarea formulă dacă se fac măsurători de mare precizie:

$$Perturbare = (Procentaj\ echivalent\ de\ O_2 \cdot Concentrația\ măsurată)/100 \quad (12.26)$$

12.8.6.8.3.3 Pentru analizoarele ZRDO și ECS, perturbarea produsă de gaze. altele decât oxigenul, trebuie compensată conform instrucțiunilor furnizorului de aparate.

12.8.6.9 Intervale de etalonare

Analizoarele trebuie calibrate la cel puțin 3 luni sau ori de cate ori se face o reparație sau modificare la instalație care ar putea influența etalonarea.

12.8.7. Calcularea debitului masic al gazelor arse de evacuare (metoda compensării cu carbon)

12.8.7.1 Introducere

12.8.7.1.1 Acest apendice este destinat calculării debitului masic al gazelor arse de evacuare și/sau consumului de aer de ardere. Ambele metode date în continuare se bazează pe măsurarea concentrației gazelor arse de evacuare și pe cunoașterea consumului de combustibil. Simbolurile și descrierile de termeni și variabile utilizate în formulele pentru metoda de măsurare a compensării cu carbon sunt date în anexa 12.8.3 a acestui Cod.

12.8.7.1.2 Această anexă include două metode de calculare a debitului masic al gazelor arse de evacuare astfel: 12.8.7.2 metoda 1 (Compensarea cu carbon) este valabilă doar folosind combustibili fără conținut de oxigen și azot: și 12.8.7.3 metoda 2 (Compensare

universală carbon/oxigen) este aplicabili pentru combustibili ce conțin H, C, S, O, N în proporție cunoscută.

12.8.7.1.3 Metoda 2 prevede o derivație ușor de înțeles și universală pentru toate formulele care includ toate constantele. Această metodă este prevăzută deoarece există cazuri când constantele existente, care neglijează parametrii esențiali, pot conduce la rezultate cu erori inevitabile. Folosind formulele din Metoda 2 se pot de asemenea calcula parametrii esențiali în condiții de abatere de la condițiile standard.

12.8.7.1.4 Exemplele de parametrii pentru câțiva combustibili aleși sunt date în tabelul 1. Valorile pentru compoziția combustibilului sunt date doar în scop de referință și nu vor fi utilizate în locul valorilor de compoziție din motorina utilizată în mod real.

Tabelul 12.24. Parametrii pentru câțiva combustibili aleși (exemple)

Combustibil	C%	H%	S%	O%	I	FFH	FFW	FFD	EXH DENS
Diesel	86,2	13,6	0,17	0	1 135 3,5	1,835 1,865 1,920	0.749	-0,767	1.294 1,93 1,292
RME	77,2	12,0		10.S	1 1,35 33	1.600 1,63 1,685	0.734	-0,599	1,296 1,295 1,92
Methanol	373	12,6	0	50,0	1 135 33	1,495 1,565 1,705	1,046	-0,354	1.233 1,246 1,272
Ethanol	52,1	13,1	0	34.7	1 1,35 33	1,65 1,704 1,807	0.965	-0,49	1,26 1,65 1,281
Gaz natural	60,6	19,3	0	1,9	1 135 33	2309 2372 2,689	1,078	-1,065	1,257 1,265 1,28
Propan	8i,7	183	0	0	1 135 33	2.423 2,473 2364	1,007	-1,025	1,268 1,273 1,284
Btalan	82,7	173	0	0	1 135 33	2,298 2343 2.426	0,952	-0,97	1,273 1,277 1,285

*Compoziție volumetrică: CO_2 1,10%; N_2 12,10%; CH_4 84,20%; C_2H_6 3,42%; C_3H_8 0,66% C_4H_{10} 0,22%; C_5H_{12} 0,05%; C_6H_{14} 0.05%;

12.8.7.1.5 Dacă nu se specifică altfel, toate rezultatele calculelor cerute de acest apendice vor fi menționate în raportul de încercare a motorului în conformitate cu secțiunea 5.10 din acest Cod.

12.8.7.2. *Metoda l, compensarea cu carbon*

12.8.7.2.1 Această metodă include șase etape care vor fi folosite în calculul concentrațiilor din gazele arse de evacuare în legătură cu caracteristicile combustibilului.

12.8.7.2.2 Formulele date ale Metodei i sunt valabile doar în absența oxigenului din combustibil.

12.8.7.2.3 Prima etapă: Calcularea cererii de aer stoichiometric.

12.8.7.2.3.1 Procesul de ardere completă:



$$C + O_2 \rightarrow CO_2 \qquad (12.27)$$



$$4H + O_2 \rightarrow 2H_2O \qquad (12.28)$$



$$S + O_2 \rightarrow SO_2 \qquad (12.29)$$

$$STOLAR = \left(\frac{BET}{12{,}011} + \frac{ALF}{(4 \cdot 1{,}00794)} + \frac{GAM}{32{,}060} \right) \cdot \frac{31{,}9988}{23{,}15} \qquad (12.30)$$

12.8.7.2.4 A doua etapă: Calcularea factorului de exces de aer bazat pe arderea completă și concentrația de CO_2.

$$EAFCDO = \left\{ \left[BET \cdot 10 \cdot \frac{22{,}262}{(12{,}011 \cdot 1000)} + STOLAR \cdot \frac{0{,}2315}{1{,}42895} - BET \cdot 10 \cdot \frac{22{,}262}{(12{,}011 \cdot 1000)} - GAM \cdot 10 \cdot \frac{21{,}891}{(32{,}060 \cdot 1000)} \right] \Big/ \left[STOLAR \cdot \frac{90{,}7685}{1{,}2505} + \frac{0{,}2315}{1{,}42895} \right] \right\}$$

(12.31)

12.8.7.2.5 A treia etapă Calcularea raportului hidrogen/carbon.

$$HTCRAT = ALF \cdot \frac{12{,}011}{(1{,}00794 \cdot BET)} \qquad (12.32)$$

12.8.7.2.6 A patra etapă: Calcularea concentrației uscate de hidrocarbon bazat pe procedeul ECE R-49 referitor la caracteristicile combustibilului și raportul aer/combustibil.

12.8.7.2.6.1 Conversia concentrației de la uscat la umed este dată de:

$$conc_{umed} = conc_{uscat} \cdot (1 - FFH\,(consum\ combustibil/consum\ aer\ uscat)) \qquad (12.33)$$

$$FFH = \frac{\text{Consum combustibil}}{\text{Consum aer uscat}} \cdot \frac{\text{Volumul de apă din procesul de ardere}}{\text{Volumul total al gazelor arse umede de evacuare}} \qquad (12.34)$$

Volumul total al gazelor arse de evacuare = Azot din aerul de ardere +
+excesul de oxigen + argonul din aerul de ardere +
+apa din aerul de ardere + apa din procesul de ardere +
+CO_2 din procesul de ardere + SO_2 din procesul de ardere (12.35)

$$FFH \cdot \frac{GFUEL}{GAIRD} = \left[10 \cdot ALF \cdot \frac{MVH2O}{(2 \cdot 1{,}0079)}\right] \cdot GFUEL / ((0{,}7751$$
$$/ 1{,}2505 \cdot [GAIRD / (GFUEL \cdot STOLAR)] \cdot STOLAR + 0{,}2315$$
$$/ 1.42895 - \{[GAIRD / (GFUEL \cdot STOLAR)] - 1\} STOLAR + 0{,}0129$$
$$/ 1{,}7840 \cdot [GAIRD / (GFUEL \cdot STOLAR)] \cdot STOLAR + 0{,}0005 \quad (12.36)$$
$$/ 1{,}9769 \cdot [GAIRD / (GFUEL \cdot STOLAR)] \cdot STOLAR + (ALF \cdot 10 \cdot MVCO2)$$
$$/ (2 \cdot 1.0079 \cdot 1000) + [BET \cdot 10 \cdot MVCO2 / (12.001 \cdot 1000)]$$
$$+ (GAM \cdot 10 \cdot MVSO2) / (32.060 \cdot 1000))) \cdot GFUEL$$

unde:

MVH20 = 22,401 dm^3/mol
MVCO = 22.262 dm^3/mol
MVSO2 = 21.891 dm^3/mol

12.8.7.2.6.2 Din formulă rezultă:

$$FFH \cdot \frac{GFUEL}{GAIRD} = \frac{0{,}111127 \cdot ALF}{ALF_\ 0{,}000109 \cdot BET - 0{,}000157 - GAM + 0.773329 \cdot \frac{GAIRD}{GFUEL}} \quad (12.37)$$

și

$$FFH = \frac{0.111127 \cdot ALF}{0{,}773329} + (0{,}0555583 \cdot ALF - 0{,}000109 \cdot BET - 0{,}000157 \cdot GAM) \cdot \frac{GAIRD}{GFUEL} \quad (12.38)$$

12.8.7.2.6.3 Factorul de exces de aer este definit ca:

$$l_v = \text{consum de aer / (consum de combustibil} \cdot \text{cerere de aer stoichiometric)} \quad (12.39)$$

$$EAFCDO = \frac{GAIRD}{GFUEL \cdot STOLAR} \quad (12.40)$$

$$GAIRD = EAFCDO \cdot GFUEL \cdot STOLAR \quad (12.41)$$

$$CWET = CDRY \cdot (1 - FFH \cdot GFUEL/GAIRD)$$
$$= CDRY \cdot [1 - FFH \cdot GFUEL/(EAFCDO \cdot GGUEL \cdot STOLAR)] \quad (12.42)$$
$$= CDRY \cdot [1 - FFH/(EAFCDO \cdot STOLAR)]$$

$$CDRY = CWET \cdot [1 - FFH/(EAFCDO \cdot STOLAR)]$$
$$= CWET \cdot EAFCDO \cdot STOLAR/(EFCDO \cdot STOIAR - FFH) \quad (12.43)$$

$$HCD = HCW \cdot EAFCDO \cdot STOLAR/(EAFCDO\ STOLAR - FFH) \quad (12.44)$$

12.8.7.2.7 A cincea etapă: Calcularea factorului de exces de aer se bazează pe procedeele specificate în Articolul 40, Codul de Reguli Federale al Statelor Unite (40CFR86.345-79).

$$EXHCPN = \frac{CO2D}{100} + \frac{COD}{10^6} + \frac{HCD}{10^6} \quad (12.45)$$

$$\begin{aligned} l_v &= EAFEXH = (1 / EXHCPN - COD / (10^6 \cdot 2 \cdot EXHCPN) - \\ &- HCD / 10^6 \cdot EXHCPN) + HTCRAT / 4 \cdot (1 - HCD / (10^6 \cdot EXHCPN)) - \\ &- 0{,}75 \cdot HTCRAT / (3{,}5(COD / (10^{6} \cdot EXHCPN)) + \\ &+ ((1 - 3{,}5) / (1 - HCD / (10^6 \cdot EXHCPN))) / \left(4{,}77 \cdot \left(1 + HTCRAT / 4\right)\right) \end{aligned} \quad (12.46)$$

12.8.7.2.8 A şasea etapă: Calcularea masei de gaze arse de evacuare

$$\text{Debitul masic al gazelor arse de evacuare} = \text{Consum de combustibil} + \text{consum de aer de ardere} \quad (12.47)$$

(cu factorul de exces de aer definit în etapa a patra)

$$\text{consum de aer} = l_v \cdot \text{consum de combustibil} \cdot \text{cerere de aer stoichiometric} \quad (12.48)$$

$$GEXHW = GFUEL \cdot \left(1 + EAFEXH \cdot STOIAR\right) \quad (12.49)$$

12.8.7.3 Metoda 2. Compensare universală carbon/oxigen

12.8.7.3.1 Introducere

Metoda prezentată în continuare face o descriere usor de înţeles a metodei de compensare carbon / oxigen. Ea se poate folosi dacă consumul de combustibil este măsurabil şi dacă se cunoaşte compoziţia combustibilului şi concentraţiile componentelor din gazele arse de evacuare.

12.8.7.3.2 Calcularea debitului masic al gazelor arse de evacuare pe baza compensării de carbon

$$GEXHW = \frac{GFUEL \cdot BET \cdot EXHDENS \cdot 10^4}{AWC} \times \frac{1}{\dfrac{CO2W \cdot 10^4}{MWCO2} + \dfrac{COW}{MWCO} + \dfrac{HCW}{MWHC} + \dfrac{CW}{AWC}} \quad (12.50)$$

12.8.7.3.2.1 Simplificarea de ardere completă:

$$GEXHW = \frac{GFUEL \cdot BET \cdot EXHDENS \cdot MWCO2}{AWC \cdot \left(CO2W - CO2AIR\right)} \quad (12.51)$$

12.8.7.3.3 Calcularea debitului masic al gazelor arse de evacuare pe baza compensării de oxigen

$$GEXHW = GFUEL \cdot \left(\frac{\dfrac{\text{Factor 1}}{1000 \cdot EXHDENS} + 10 \cdot \text{Factor 2} - 10 \cdot EPS}{10 \cdot TAU - \dfrac{\text{Factor 1}}{1000 \cdot EXHDENS}} + 1 \right) \tag{12.52}$$

unde:

$$\text{Factor 1} = 10^4 \cdot \frac{MWO2 \cdot O2W}{MWO2} - \frac{AWO}{MWCO} \cdot COW + \frac{AWO}{MWNO} \cdot NOW + \frac{2 \cdot AWO}{MWNO2} \cdot NO2W - \frac{3 \cdot AWO}{MWHC} \cdot HCW - \frac{2 \cdot AWO}{AWC} \cdot CW \tag{12.53}$$

și

$$\text{Factor 2} = ALF \cdot \frac{AWO}{2 \cdot AWH} + BET \cdot \frac{2 \cdot AWO}{AWC} + GAM \frac{AWO}{AWS} \tag{12.54}$$

12.8.7.3.3.1 Simplificarea cu ardere completă:

$$\text{Factor } 1_{compl} = 10^4 \cdot \frac{MWO2}{MWO2} \cdot O2W \tag{12.55}$$

12.8.7.3.4 **Derivația** compensării cu oxigen pentru arderea incompletă
12.8.7.3.4.1 Intrarea de oxigen în **g/h** este:

$$GAIRW \cdot TAU \cdot 10 + GFUEL \cdot EPS \cdot 10 \tag{12.56}$$

12.8.7.3.4.2 Ieșirea de oxigen în **g/h** este:

$$GO2 + GCO2 \cdot \frac{2 \cdot AWO}{MWCO2} + GCO \cdot \frac{AWO}{MWCO} + GNO \cdot \frac{AWO}{MWNO} + GNO2 \cdot \frac{2 \cdot AWO}{MWNO2} + GSO2 \cdot \frac{2 \cdot AWO}{MWSO2} + GH2O \cdot \frac{AWO}{MWH2O} \tag{12.57}$$

bazându-se pe **următoarele** definiții și formule, componentele individuale din gaz **sunt** calculate în **g/h** în funcție de **gazul** umed de evacuare (CC este funinginea **în g/h**).

$$GO2 = \frac{MWO2 \cdot 10}{MWO2 \cdot EXHDENS} \cdot O2W \cdot GEXHW \tag{12.58}$$

$$GCO = \frac{MWCO}{MWCO \cdot EXHDENS \cdot 1000} \cdot COW \cdot GEXHW \tag{12.59}$$

$$GNO = \frac{MWCO}{MWNO \cdot EXHDENS \cdot 1000} \cdot NOW \cdot GEXHW \tag{12.60}$$

$$GNO2 = \frac{MWNO2}{MWNO2 \cdot EXHDENS \cdot 1000} \cdot NO2W \cdot GEXHW \tag{12.61}$$

$$GCO2 = \frac{MWCO2}{AWC} \cdot GFUEL \cdot BET \cdot 10 - GCO \cdot \frac{MWCO2}{MWCO} - GHC\frac{MWCO2}{MWHC} - GC\frac{MWCO2}{AWC} \qquad (12.62)$$

$$GH2O = \frac{MWH2O}{2 \cdot AWH} \cdot GFUEL \cdot ALF \cdot 10 - GHC \cdot \frac{MWH2O}{MWHC} \qquad (12.63)$$

$$GSO2 = \frac{MWSO2}{AWS} \cdot GFUEL \cdot GAM \cdot 10 \qquad (12.64)$$

$$GHC = \frac{MWHC}{MWHC \cdot EXHDENS \cdot 1000} HCW \cdot GEXHW \qquad (12.65)$$

$$GC = \frac{1}{EXHDENS \cdot 1000} CW \cdot GEXHW \qquad (12.66)$$

12.8.7.3.4.3 *EXHDENS* este calculat astfel:

$$GAIRW \cdot TAU \cdot 10 + GFUEL \cdot EPS \cdot 10 = \frac{GEXHW}{10^3 \cdot EXHDENS} \times \left(\frac{MWO2 \cdot O2W \cdot 10^4}{MWO2} + \frac{AWO \cdot COW}{MWCO} + \frac{AWO \cdot NOW}{MWNO} + \frac{2 \cdot AWO \cdot NO2W}{MWNO2} - \frac{3 \cdot AWO \cdot HCW}{MWHC} - \frac{2 \cdot AWO \cdot CW}{AWC} \right) + 10 \cdot GFUEL \left(\frac{ALF \cdot AWO}{2 \cdot AWH} + \frac{BET \cdot 2 \cdot AWO}{AWC} + \frac{GAM \cdot AWO}{AWS} \right) \qquad (12.67)$$

12.8.7.3.4.4 Prima paranteză este definită ca Factor 1, cea de-a doua ca Factor 2 (vezi și formula (12.52) și (12-53).
unde:

$$GEXHW = GAIR + GFUEL \qquad (12.68)$$

12.8.7.3.4.5 Masa de aer consumat și masa de gaze arse de evacuare se pot calcula după următoarea formulă:

$$GAIRW = GFUEL \cdot \left(\frac{\frac{\text{Factor 1}}{1000 \cdot EXHDENS} + 10 \cdot \text{Factor 2} - 10 \cdot EPS}{TAU \cdot 10 - \frac{\text{Factor 1}}{1000 \cdot EXHDENS}} \right) \qquad (12.69)$$

și respectiv

$$GEXHW = GFUEL \left(\frac{\frac{\text{Factor 1}}{1000 \cdot EXHDENS} + 10 \cdot \text{Factor 2} - 10 \cdot EPS}{TAU \cdot 10 - \frac{\text{Factor 1}}{1000 \cdot EXHDENS}} + 1 \right) \qquad (12.70)$$

12.8.7.3.5 Derivația compensării cu carbon pentru o ardere incompletă

12.8.7.3.5.1 Intrare carbon în g/h:

$$GFUEL \cdot BET \cdot 10 \qquad (12.71)$$

12.8.7.3.5.2 Ieșire carbon în g/h:

$$GCO2 \cdot \frac{AWC}{MWCO2} + GCO \cdot \frac{AWC}{MWCO} + GHC \cdot \frac{AWC}{MWHC} + GC \cdot \frac{AWC}{AWC} \qquad (12.72)$$

12.8.7.3.5.3 Pe baza următoarelor definiții și formule, fiecare componentă din gaz este calculată în g/h, funcție de gazul de evacuare umed (*GC* este funinginea în g/h).

$$GCO2 = \frac{MWCO2 \cdot 10}{MWCO2 \cdot EXHDENS} \cdot CO2W \cdot GEXHW \qquad (12.73)$$

$$GCO = \frac{MWCO}{MWCO \cdot EXHDENS \cdot 1000} \cdot COW \cdot GEXHW \qquad (12.74)$$

$$GHC = \frac{MWHC}{MWHC \cdot EXHDENS \cdot 1000} \cdot HCW \cdot GEXHW \qquad (12.75)$$

$$GC = \frac{1}{EXHDENS} \cdot CW \cdot GEXHW \qquad (12.76)$$

12.8.7.3.5.4 Pentru condiția de compensare:

Intrare carbon = Ieșire carbon

$$GFUEL \cdot BET \cdot 10 = \frac{GEXHW \cdot AWC}{EXHDENS \cdot 1000} \times \left(\frac{CO2W}{MWCO2} + \frac{COW}{MWCO} + \frac{HCW}{MWHC} + \frac{CW}{AWC} \right) \qquad (12.77)$$

12.8.7.3.5.5 Calcularea debitului masic al gazelor arse de evacuare pe baza compensării de carbon:

$$GEXHW = \frac{GFUEL \cdot BET \cdot EXHDENS \cdot 10^4}{AWC} \times \frac{1}{\left(\frac{CO2W \cdot 10^4}{MWCO2} + \frac{COW}{MWCO} + \frac{HCW}{MWHC} + \frac{CW}{AWC} \right)} \qquad (12.78)$$

12.8.7.3.6 Calcularea compozitei volumetrice a gazelor arse de evacuare și a densității gazelor arse de evacuare cu ardere incompletă

$$VCO = COW \cdot 10^6 \cdot VEXHW \qquad (12.79)$$

$$VNO = NOW \cdot 10^6 \cdot VEXHW \qquad (12.80)$$

$$VNO2 = NO2W \cdot 10^6 \cdot VEXHW \qquad (12.81)$$

$$VHC = HCW \cdot 10^{6} \cdot VEXHW \tag{12.82}$$

$$VH2O = \frac{\left(\frac{GAIRW \cdot NUE \cdot MWH2O}{MWH2O} + \frac{GFUEL \cdot ALF \cdot MWH2O}{2 \cdot AWH}\right)}{100} - VHC \tag{12.83}$$

$$VCO2 = \left(\frac{GAIRW}{1.293} \cdot CO2 \ldots ET \cdot \frac{MWCO2}{AWC}\right) \cdot \frac{1}{100} - VCO - VHC \tag{12.84}$$

cu CO2AIR = CO_2 -concentraţia din aerul de ardere (vol %).

$$TAU2 = \frac{GFUEL}{GAIRW} \cdot \left(ALF \cdot \frac{AWO}{2 \cdot AWH} + BET \cdot \frac{2 \cdot AWO}{AWS} - 1\right) \tag{12.85}$$

$$VO2 = \frac{GAIRW \cdot (T - TAU2)}{100} \cdot \frac{MWO2}{MWO2} + (1/2) \cdot VHC + VCO + (1/2) \cdot VNO2 - \frac{CW \cdot GEXHW}{EXHDENS} \cdot \frac{2 \cdot AWO \cdot MWO2}{AWC \cdot MWO2} \tag{12.86}$$

$$VN2 = \frac{GAIRW \cdot ETA \cdot \frac{MWN2}{MWN2} + GFUEL \cdot DEL \cdot \frac{MWN2}{MWN2}}{100} - \frac{1}{2} VNO - \frac{1}{2} VNO \tag{12.87}$$

$$VSO2 = \frac{GFUEL \cdot GAM \cdot \frac{MWSO2}{AWS}}{100} \tag{12.88}$$

$$VEXHW = VH2O + VCO2 + VO2 + VN2 + VSO2 + VCO + VNO + VNO2 + VHC \tag{12.89}$$

$$VEXHD = VEXHW - VH2O \tag{12.90}$$

$$EXHDENS = GEXHW - VH2O \tag{12.91}$$

$$KEXH = VEXHD / VEXHW \tag{12.92}$$

12.8.7.3.7 Programul pentru calcularea debitului masic al gazelor arse de evacuare

12.8.7.3.7.1 Rezultatele ambelor calcule stoichiometrice pentru calcularea carbonului şi oxigenului dau compoziţia totală a gazelor arse de evacuare si debitul masic al gazelor arse de evacuare inclusiv conţinutul de apa.

12.8.7.3.7.2 Formula din program se bazează în principal pe gaze de evacuare umede.

12.8.7.3.7.3 Dacă se măsoară concentraţiile uscate (O_2 şi CO_2), se va folosi factorul de corecţie de la uscat la umed *KWEXH* ($=K_{wJ}$).

12.8.7.3.7.4 Programul calculează debitul masic al gazelor arse de evacuare cu *KWEXH* cunoscut, precum şi *KWEXH* cu debitul cunoscut al gazelor arse de evac :are. Dacă nu se cunoaşte nici una din valori, programul ia o valoare preliminară pentru *KWEXH*($= K_{WEXH}$)şi se face calculul iterativ pani când ambele valori corespund una cu alta şi nu se schimbă deloc.

12.8.7.3.7.5 Dacă formula de compensare a masei este utilizată fără program, trebuie utilizat următorul factor de corecţie de la uscat la umed:

$$K_{w,r,3} = \left(\frac{100}{\frac{ALF \cdot MWH2O \cdot AWC \cdot (CO2D)}{BET \cdot MWCO2 \cdot 2 \cdot AWH}} + NUE \cdot 1{,}608 \cdot 100 \right) \quad (12.93)$$

12.8.7.3.7.6 Aceeași formulă sub **altă** formă:

$$K_{w,r,3} = \left(\frac{100}{\frac{ALF \cdot 5{,}995 \cdot (CO2D)}{BET}} + NUE \cdot 1{,}608 \cdot 100 \right) \quad (12.94)$$

12.8.7.3.7.7 Pentru formula generală pentru corecția *KWEXH=* $K_{w,r}$ **uscat/umed** sunt posibile diferite versiuni.

12.8.7.3.7.8 Formulele (12-92) și **(12-93)**, precum și formula (12.12) din acest Cod nu sunt absolut exacte, deoarece corecția pentru apa de ardere și pentru apa din aerul de admisie nu sunt complementare.

12.8.7.3.7.9 Formula exactă este:

$$K_{w,r,3} = \frac{GFUEL + GAIRD - \frac{GFUEL \cdot ALF \cdot MWH2O}{200 \cdot AWH} \cdot \frac{RhoEXHDAC}{Rho\ H2O}}{GFUEL + GAIRD + \frac{Ha \cdot GAIRD}{1000} \cdot \frac{RhoEXH\ DAC}{Rho\ H2O}} \quad \mathbf{(12.95)}$$

unde:

RhoEXH DAC = densitatea gazelor arse de evacuare cu ardere cu aer uscat **(kg/stdm³)**

Rho H2O = densitatea vaporilor de apă **(kg/stdm³)** $MW\,H_2O/MVH_2O$)

12.8.7.3.7.10 O comparație între **formula** (12.12) din acest Cod și formula (12-94) arată foarte mici diferente ale factorului $K_{w,r}$, așa cum se vede în următoarele **exemple**:

Umiditate	**Abateri** de **la** factorul $K_{w,r}$, **(comparativ** cu **(12-94))**
g/kg	%
10.0	0,2
25,0	0,5

12.8.7.3.7.11 Formula dată la (12-94) nu este foarte practică pentru că în multe cazuri *RhoEXH DAC* nu este cunoscut și pentru că utilizarea factorului de **combustibil** specific F_{FH} este exclus. Deci, se vor utiliza formulele mult mai practice (12.9), (12.10), (12.12) și (12.13) din acest Cod: erorile rezultate din **<0,2%** (în cele **mai** multe cazuri) pot fi neglijate.

12.8.7.3.8 Calcularea factorilor de combustibil specifici *FFD* și *FFW* în cadrul calculului debitului gazelor arse de evacuare

$$FFD = \frac{VEXHD - VAIRD}{GFUEL} \quad (12.96)$$

$$FFW = \frac{VEXHW - VAIRW}{GFUEL} \quad (12.97)$$

12.8.7.3.8.1 Cu ajutorul următoarelor formule:

$$VEXHD = VH2O + VCO2 + VO2 + VN2 + VO2 \quad (12.98)$$

$$VEXHD = VCO2 + VO2 + VN2 + VO2 \quad (12.99)$$

și, conform formulelor (12-82), (12.83), (12.85), (12.86) și (12.87) factorii pot fi dați de formulele (12.99) și respectiv (12.101):

$$FFW = \frac{ALF}{100}\cdot\left(\frac{MWH2O}{2\cdot AWH} - \frac{MWO2}{4\cdot AWH}\right) + \frac{BET}{100}\cdot\left(\frac{MWCO2}{AWC} - \frac{MWO2}{AWC}\right) + \frac{GAM}{100}\cdot\left(\frac{MWSO2}{AWS} - \frac{MWO2}{AWS}\right) + \frac{DEL}{100}\cdot\left(\frac{MWN2}{MWN2}\right) + \frac{EPS}{100}\cdot\left(\frac{\quad}{MWO2}\right) \quad (12.100)$$

12.8.7.3.8.2. Aceeași formulă cu numerele:

$$FFW = 0{,}05557\cdot ALF - 0{,}00011\cdot BET - 0{,}00017\cdot GAM + 0{,}0080055\cdot DEL + 40{,}006998\cdot EPS \quad (12.101)$$

12.8.7.3.8.3 Formula pentru *FFD* este foarte asemănătoare; singura diferență este la coeficientul *ALF* pentru apă:

$$FFD = \frac{ALF}{100}\left(\frac{MWO2}{4\cdot AWH}\right) + \frac{BET}{100}\left(\frac{MWCO2}{AWC} - \frac{MWO2}{AWC}\right) + \frac{GAM}{100}\left(\frac{MWSO2}{AWS} - \frac{MWO2}{AWS}\right) + \frac{DEL}{100}\cdot\left(\frac{MWN2}{MWN2}\right) + \frac{EPS}{100}\left(\frac{MWO2}{MWO2}\right) \quad (P\ 102)$$

12.8.7.3.8.4 Aceeași formula cu numerele:

$$FFW = 0{,}05564\cdot ALF - 0{,}00011\cdot BET - 0{,}00017 - GAM + 0{,}0080055\cdot DEL + 0{,}006998\cdot EPS \quad (12.103)$$

12.8.7.3.9 Derivația factorului F_{FH} pentru combustibilul specific

12.8.7.3.9.1 Se folosește la calcularea concentrației umede din concentrația uscata.

$$conc(umedă) = K_{W,I}\cdot conc(uscată) \quad (12.104)$$

Notă: în următoarea derivație, simbolurile pentru variabilele indicate diferă de simbolurile date în abrevieri pentru că denumirile variabilelor din programul menționat, de exemplu: $K_{W,I} = K_{WEXH} = KWEXH$.

12.8.7.3.9.2 Derivația de *FFH* consideră aerul de admisie uscat deoarece formula (12.65) include apa în aerul de admisie separat.

$$KWEXH = \left(1 - FFH\cdot\frac{GFUEL}{GAIR}\right) \quad (12.105)$$

și unde:

$$conc_{(umed)}\cdot VEXHW = conc_{(uscat)}\cdot VEXHD \quad (12.106)$$

(Compensare de volume)

$$KWEXH = \frac{VEXHD}{VEXHW} = \frac{VEXHW - VH2O}{VEXHW} = 1 - \frac{VH2O}{VEXHW} =$$

$$= 1 - \frac{\frac{GH2O}{100} \cdot EXHDENS}{\frac{MWH2O}{MVH2O} \cdot GEXHW} \qquad (12.107)$$

și unde:

$$GH2O = \frac{MWH2O}{2 \cdot AWH} \cdot GFUEL \cdot ALF \cdot 10 \qquad (12.108)$$

Și

$$GEXHW = GAIRW + GFUEL \qquad (12.109)$$

$$KWEXH = 1 - \frac{GFUEL \cdot ALF \cdot EXHDENS \cdot MVH2O}{200 \cdot AHW \cdot (GAIRW + GFUEL)} =$$

$$= 1 - \frac{GFUEL \cdot ALF \cdot EXHDENS \cdot MVH2O}{200 \cdot AHW \cdot \left(1 + \frac{GFUEL}{GAIRW}\right)} \qquad (12.110)$$

$$F_{FH} = FFH = -\frac{ALF \cdot EXHDENS \cdot MVH2O}{200 \cdot AHW \cdot \left(1 + \frac{GFUEL}{GAIRW}\right)} \qquad (12.111)$$

12.8.7.3.9.3 Formula universală, aplicabilă tuturor combustibililor (cu densitatea cunoscută a gazelor arse de evacuare), poate fi simplificată pentru combustibilii diesel astfel:

$$F_{FH} = ALF \cdot 0{,}1448 \cdot \frac{1}{1 + \frac{GFUEL}{GAIRW}} \qquad (12.112)$$

12.8.8. Lista de verificare pentru metoda de verificare a parametrilor motorului

12.8.8.1. Pentru unii parametrii există diferite posibilități de inspecție. Oricare din metodele menționate mai jos pot fi suficiente pentru a arăta conformitatea. Cu aprobarea Administrației, operatorul de nave, sprijinit de producătorul de motoare, poate alege metoda de utilizat.

1. parametrul "reglarea injecției"

1. poziția camelor de combustibil (came separate sau ale arborelui cu came dacă aceste came sunt reglabile),
- opțional (depinde de construcție): poziția unei legaturi între came și acționarea pompei.
- opțional pentru pompe de măsurat cu manșon: index VIT și poziția camelor sau poziția capului cilindric al pompei. sau
- alt dispozitiv de măsurat cu manșon;
2. începerea alimentării pentru anumite poziții ale cremalierei (măsurarea presiunii dinamice);

3. deschiderea supapei de injecție pentru anumite puncte de încărcare, de ex., utilizarea unui senzor Hall sau senzorul de accelerație:
4. valori de operare dependente de sarcina pentru presiunea de alimentare cu aer, presiunea maximă de ardere, temperatura aerului de încărcare, temperatura gazelor arse de evacuare contrar graficelor ce arată corelarea cu NO_x. Suplimentar, se va asigura că raportul de compresiune corespunde valorii inițiale de certificare (vezi 12.S.1.7):

Notă: Pentru evaluarea prezentei temporizări este necesar să se cunoască limitele admisibile pentru respectarea limitelor de emanație sau chiar graficele ce arată influenta reglării privind NO_x, funcție de rezultatele măsurătorilor de NO_x de la încercarea pe stand.

2. parametrul "injector"
   1. specificație și număr de identificare componentă
3. parametrul "pompa de injecție"
   1. număr identificare componentă (care specifică construcția plonjorului și capului cilindrului)
4. parametrul "camă de combustibil"
   1. număr de identificare componentă (care specifică forma)
   2. începerea și terminarea alimentării pentru o anumită poziție a cremalierei (măsurarea presiunii dinamice)
5. parametrul "presiune de injecție"
   1. numai pentru instalațiile normale cu țevi: presiune dependentă de sarcina din țevi, graficul arată corelarea cu NO_x.
6. parametrul "camera de ardere"
   1. numerele de identificare a componentelor pentru chiulasa și fundul de piston
7. parametrul "raportul de compresiune"
   1. verificarea spațiului existent
   2. verificarea tijei pistonului și a bielei
8. parametrul "tip și construcția turbosuflantei"
   1. model și specificație (numerele de identificare)
   2. presiunea aerului de alimentare dependentă de sarcină, graficul arată corelarea cu NO_x
9. parametrul "răcitorul de aer de încărcare, preîncălzitorul de aer de încărcare"
   1. model și specificație
   2. temperatura aerului de încărcare dependentă de sarcină corectată la condițiile de referință, graficul arată corelarea cu NO_x
10. parametrul "distribuție cu supapă" (doar pentru motoare în 4 timpi cu închiderea supapei de admisie înaintea BDC)
    1. poziția camelor
    2. verificarea temporizării existente
11. parametrul "injecție cu apă" (pentru evaluare: graficul arată influența privind NO_x)
    1. consumul de apă dependent de sarcină (control)
12. parametrul "combustibil emulsionat" (pentru evaluare: graficul arată influența privind NO_x)
    1. poziția cremalierei dependentă de sarcină (control)
    2. consumul de apă dependent de sarcină (control)
13. parametrul "recircularea gazelor arse de evacuare" (pentru evaluare: graficul arată influența privind NO_x

1. gaze arse de evacuare **recirculate** din debitul masic dependente de **sarcină** (control)
2. concentrație de CO_2 din amestecul de aer curat și gaze arse de evacuare, și anume, din "**aerul** uzat" (control)
3. concentrație de O_2 din "aerul **uzat**" (control)

14.parametrul "reducere catalitică selectivă" (SCR)

1. debitul masic dependent de sarcină al agentului de reducere (control) și verificările periodice locale privind concentrațiile de NO_x după SCR (pentru evaluare, graficul arată influența privind NO_x)

12.8.8.2.Pentru motoarele cu "**reducere** catalitică selectivă" (SCR) fără sistem de reglaj cu **reacție,** măsurătoarea opțională de NO_x (verificările periodice locale sau controlul) este utilă pentru a arata că eficienta SCR mai corespunde încă stării menționate în certificare indiferent dacă conaițiile ambiante sau calitatea combustibilului duc la diferite emanații impure.

Bibliografie

[1] *** Technical code on control of emission of nitrogen oxides from Marine Diesel Engines

[2] *** Convenția Internațională pentru prevenirea poluării de la nave
MARPOL 73/78; Anexa VI

[3] *** Prevederile Registrului Naval Român
1998